

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Odvíjecí a navíjecí jednotka fólie.

Unwinding and Winding Unit for Foils

Student:

Bc. Martin Soral

Vedoucí diplomové práce :

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Soural**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **20 Výrobní stroje a zařízení**
Téma: **Odvíjecí a navíjecí jednotka fólie**
Unwinding and Winding Unit for Foils

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukci odvíjecí jednotky určené pro role s namotanou fólií. konstrukce bude umožňovat i obrácený proces - navíjení fólie. Role bude automaticky upevňována na pneumatickou hřídel průměru 76 mm. Délka navíjecí role je v rozsahu 1 až 2 metry. Maximální rozměr odvíjené špulky je jeden metr. Maximální pracovní otáčky jsou 120 za jednu minutu. Vytvořte 3D model, zpracujte kontrolní výpočty a výkresovou dokumentaci v rozsahu dle upřesnění vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

- KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

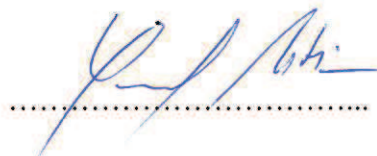


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16. 5. 2016

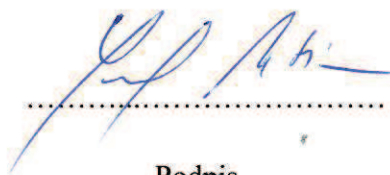


Podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16.5.2016



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc.Martin Soural

Adresa trvalého pobytu autora práce: Dolní Studénky 99, Dolní Studénky, 788 20

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SOURAL, M. Odvíjecí a navíjecí jednotka fólie. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 73 s. Vedoucí práce: Kubín, T.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem odvíjecího zařízení na pěnovou balící fólii. Zařízení bude umožňovat i obrácený proces – navíjení fólie. Při odvíjecím režimu je role s fólií automaticky nasunuta na pneumatickou hřídel, zajištěna a přesunutá do polohy odvíjení. Po odvinutí fólie je obsluhou sejmuta papírová špulka. Při opačném procesu navíjení je na pneumatickou hřídel obsluhou nasunuta papírová špulka na pneumatickou hřídel a upnuta. Po uchycení fólie na špulku se zajistí pneumatická hřídel a začne navíjecí proces. Po navinutí fólie je celá role automaticky sesunuta z hřídele a připravena pro další manipulaci.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

SOURAL, M. Unwinding and winding unit for foils. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2015 73 p. Thesis head: Kubín, T.

My diploma thesis focuses on a construction design of a foam foil unrolling device. The device will also be able to do a reverse process – foil reeling. After the unrolling mode, the foil is automatically put onto a pneumatic shaft, locked in and moved to unrolling position. After the foil is unrolled, the handling crew removes the paper spool. During the reverse process – foil reeling, the paper spool is put onto the pneumatic shaft by the handling crew and then clamped. After the foil is clamped onto paper spool, the pneumatic shaft locks it in and starts the reeling process. After the foil is rolled, the finished foil roll is automatically displaced from the shaft and is ready for further manipulation.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
Úvod.....	11
1. Vstupní informace.....	13
1.1 Pěnová fólie – Mirelon.....	14
1.2 Odvíjecí zařízení	15
1.3 Navíjecí zařízení.....	16
1.4 Lineární vodící prvky	17
1.5 Trapézové šrouby	19
1.6 Kuličkové šrouby	20
1.7 Pneumatické pohony	21
1.8 Elektromotory a elektropřevodovky	22
1.9 Katalogy komponentů	24
1.10 Volba komponentů	24
2. Návrh konstrukčního řešení	25
2.1 První návrh pracoviště.....	26
2.2 Druhý návrh pracoviště	32
3. Konečná konstrukce zařízení	35
3.1 Nasunovací a sesunovací jednotka.....	35
3.2 Manipulátor pro role	42
3.3 Podpěrná stojna hřídele	49
4. Výpočty.....	52
4.1 Výpočet pohonu pro odvíjení a navíjení	52
4.2 Výpočet trapézového šroubu a pohonu pro nasunování role	54
4.3 Návrh velikosti lineárního vedení přesuvu role	58
4.4 Návrh velikosti válce pro přesuv role	60
4.5 Výpočet kuličkového šroubu a pohonu pro svislý posuv na suportu.....	61

5.	Závěr	65
6.	Seznam použité literatury	67
7.	Seznam tabulek	70
8.	Seznam obrázků	70
9.	Seznam výkresové dokumentace	71
10.	Seznam příloh	71

Seznam použitých značek a symbolů

a_{sp}	zrychlení svislého posuvu	$[m.s^{-2}]$
CD	datový nosič, součást diplomové práce	$[-]$
ČSN	Česká Státní Norma	$[-]$
$d_{2\ TRAP}$	střední průměr šroubu	$[mm]$
d_3	průměr jádra šroubu	$[mm]$
$d_{3\ TRAP}$	vnitřní průměr šroubu	$[mm]$
d_{fol}	průměr válce s fólií	$[mm]$
$d_{hřid.}$	průměr pneumatické hřídele	$[mm]$
$d_{hřid.2}$	průměr pohonné hřídele	$[mm]$
d_k	minimální střední průměr kuličkového šroubu	$[mm]$
d_{TRAP}	nominální průměr šroubu	$[mm]$
E_{ks}	modul pružnosti kuličkového šroubu	$[MPa]$
F_d	působící dynamická síla na kuličkový šroub	$[N]$
F_{nasuv}	zatížení šroubu nasouvací část	$[N]$
F_{sp}	celková působící síla na kuličkový šroub	$[N]$
f_t	součinitel tření šroubu a matice	$[-]$
F_{tsp}	působící třecí síla na kuličkový šroub	$[N]$
f_{ul}	koeficient uložení kuličkového šroubu	$[-]$
$F_{Z\ TRAP}$	součinitel tření v závitě trapézového šroubu	$[-]$
g	tíhové zrychlení	$[m.s^{-2}]$
G_{sp}	působící gravitační síla na kuličkový šroub	$[N]$
$G_{suport2}$	tíhová síla přesuvného suportu	$[N]$
h	výška matice trapézového šroubu	$[mm]$
i_{motor}	poměrný záběrový moment motoru	$[-]$
$i_{př}$	převodový poměr	$[-]$
$i_{převod\ skut}$	skutečný převodový poměr převodovky	$[-]$
ISO	mezinárodní norma – Mezinárodní organizace pro normalizaci	
J_{CEL}	moment setrvačnosti odvíjecí sestavy	$[kg.m^2]$
J_{fol}	moment setrvačnosti válce s fólie	$[kg.m^2]$
$J_{hřid.}$	moment setrvačnosti pneumatické hřídele	$[kg.m^2]$
$J_{hřid.2}$	moment setrvačnosti pohonné hřídele	$[kg.m^2]$
k_r	volená bezpečnost	$[-]$
k_s	součinitel bezpečnosti šroubu	$[-]$
k_s	kontrola bezpečnosti vůči mezi kluzu	$[-]$
k_{sp}	volená bezpečnost svislého posuvu	$[-]$
l_{fol}	délka válce fólie	$[mm]$
$L_{Hkš}$	životnost kuličkového šroubu v provozních hodinách	$[hod]$

$l_{\text{hřid.}}$	délka pneumatické hřídele	[mm]
$l_{\text{hřid.2}}$	délka pohonné hřídele	[mm]
$L_{\text{kš}}$	životnost kuličkového šroubu	[ot]
m_{fol}	hmotnost válce s fólií	[kg]
$m_{\text{hřid.}}$	hmotnost pneumatické hřídele	[kg]
$m_{\text{hřid.2}}$	hmotnost pohonné hřídele	[kg]
M_{jmotor}	jmenovitý moment motoru	[Nm]
$M_{\text{K Motor Max}}$	skutečný maximální výstupní moment motoru	[Nm]
$M_{\text{k nasuv}}$	hnací krouticí moment násuvného motoru	[Nm]
$M_{\text{K odvijec}}$	pohybová rovnice odvíjecí sestavy	[Nm]
$M_{\text{k PŘEV}}$	krouticí moment elektropřevodovky	[Nm]
$M_{\text{K Převod max.}}$	skutečný maximální výstupní moment převodovky	[Nm]
M_{ksp}	hnací krouticí moment svislého pohonu	[Nm]
m_{nasuv}	hmotnost nasouvací části s rolí	[kg]
m_{sp}	maximální hmotnost pro svislý posuv	[kg]
m_{sp}	maximální hmotnost pro svislý posuv	[kg]
m_{suport}	maximální hmotnost přesuvného suportu	[kg]
M_{Vxps}	výsledný statický moment na jeden vozík	[Nm]
M_{Vysp}	výsledný statický moment na jeden vozík	[Nm]
M_{Xsuport}	statický moment v ose y	[Nm]
M_{ysp}	statický moment v ose y	[Nm]
M_{z}	moment tření šroubu v závitu	[Nm]
n_{kr}	kritické otáčky kuličkového šroubu	[min ⁻¹]
n_{max}	maximální otáčky kuličkového šroubu	[min ⁻¹]
n_{motor}	otáčky motoru	[ot/min]
n_{nomin}	nominální otáčky kuličkového šroubu	[min ⁻¹]
n_{odvijec}	vstupní otáčky	[ot/min]
$n_{\text{PŘEVOD}}$	požadované otáčky elektropřevodovky	[ot/min]
$N_{\text{převod skut.}}$	skutečné otáčky na výstupu převodovky	[ot/min]
n_{TRAP}	nominální otáčky násuvného motoru	[ot/min]
η_{ks}	účinnost kuličkového šroubu	[-]
$\Omega_{\text{převod}}$	účinnost převodovky	[-]
η_{TRAP}	účinnost trapézového šroubu	[-]
P_{ELEKTR}	požadovaný výkon elektropohonu	[W]
P_{ks}	stoupání kuličkového šroubu	[mm]
P_{motor}	jmenovitý výkon motoru	[kW]
P_{nasuv}	výkon násuvného servopohonu	[W]
P_{sp}	výkon servopohonu svislého posuvu	[W]

P_{TRAP}	stoupání šroubu	[mm]
P_v	počet vozíků	[-]
P_{vsup}	počet vozíku na suportu	[-]
v_{nasuv}	rychlost nasouvání role	[m/s]
v_{sp}	maximální rychlost svislého posuvu	[m.s ⁻¹]
x_{sp}	maximální délka zdvihu	[mm]
X_{Tsp}	vzdálenost působení tíhy od počátku	[mm]
X_{Tsupport}	vzdálenost působení tíhy od počátku	[mm]
β_k	součinitel pro vliv smykového napětí	[-]
β_{TRAP}	vrcholový úhel závitu trapézového šroubu	[°]
γ	úhel šroubovice	[°]
σ_{DOV}	dovolené napětí ve šroubu	[MPa]
σ_{RED}	redukované napětí	[MPa]
σ_t	tahové napětí ve šroubu	[MPa]
τ	smykové napětí na šroubu	[MPa]
φ'	úhel tření v drážce	[°]

Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukcí odvíjecího a navíjecího zařízení.

Diplomová práce vznikla na základě podkladů od společnosti zabývající se výrobou pneumatických hřídelí, jež si však nepřeje být v této práci jmenovaná a nebude zde proto uváděno její jméno. Obchodní zástupce této firmy mi poskytl fotografie staré linky, kterou by chtěl jejich zákazník inovovat. Původní linka navíjí balící fólii o maximální šířce 1500 mm. Požadavkem bylo zvětšit tuto šířku na 2000 mm a usnadnit manipulaci po navinutí. Maximální hmotnost návinu je 120 kg.

Odvíjecí a navíjecí zařízení je vhodné pro doplnění řezacích strojů, dělicích strojů, převíjecích strojů a dalších. Materiál pro navíjení a odvíjení je mirelon, který se používá pro balení křehkých věcí. Šířka role se pohybuje od 1000 mm do 2000 mm, maximální průměr návinu je 1000mm.

V začátku práce jsou zpracovány rešerše na téma odvíjecí stroje, navíjecí stroje a rešerše strojních komponent, které může naše zařízení obsahovat. Získané informace nám pomohou při návrhu konstrukčního řešení.

V další kapitole se budeme zabývat konstrukcí celého odvíjecího a navíjecího zařízení a postupně si probereme jednotlivé dílčí uzly, které byly navrženy podle předem stanovených kritérií. Při konstrukci byl brán ohled jak na technickou a finanční stránku, jednoduchost a dostatečnou životnost zařízení.

Na závěr práce jsou uvedeny potřebné výpočty. Z důvodu omezeného rozsahu díla, nemohou být vypsány všechny příklady, ale jsou vybrány jen ty podstatné. Neuvedené výpočty však byly řešeny principiálně stejně jako kalkulace zanesené v této práci.

Modelový návrh celého odvíjecího a navíjecího zařízení je vytvořen v programu SolidEdge ST8. Výkresová dokumentace byla také tvořena také v programu SolidEdge ST8. Pro návrh pneumatického obvodu jsem volil program FluidDraw S5.



Obr. 1. Původní zařízení pro návin

1. Vstupní informace

Pro vhodný návrh a vhodnou konstrukci odvíjecího a navíjecího zařízení, je potřeba znát stávající techniku a mít informace o materiálu, s kterým bude zařízení pracovat. Protože jde o konstrukční návrh odvíjecího a navíjecího stroje, musíme se porozhlédnout a informovat o komponentech, které mohou být v našem zařízení použity. Zajímají nás hlavně lineární vedení, trapézové šrouby, kuličkové šrouby, pneumatické prvky, elektromechanické prvky, elektropohony, elektropřevodovky a jiné. Informace jsem získával z internetu a webových stránek výrobců a dodavatelů.

Rozdělení získaných informací:

- informace o vstupním materiálu
- informace o odvíjecích jednotkách
- informace o navíjecích jednotkách
- informace o dalších komponentech

Pro každého konstruktéra je důležité znát alespoň minimální legislativní základy pro navrhování stroje nebo jakéhokoli zařízení včetně základních znalostí bezpečnostních norem a s tím souvisejících dokumentů. U každého návrhu stroje je nutné provést posouzení a analýzu rizik. Na základě těchto analýz musí každý konstruktér navrhnout určitá opatření, která zabrání nebezpečným situacím jako je poškození stroje a především zabránit úrazu obsluhy a údržby.

- Mezi dokumenty můžeme také zařadit Prohlášení o shodě, které se přikládá ke každému stroji. Prohlášení o shodě je vnímáno jako „rodný list“.
- Pro představu uvádím několik nejdůležitějších norem, na jejichž základě by měl vzniknout stroj, který je bezpečný pro obsluhu, údržbu a seřizovače.

NORMA	
ČSN EN ISO 12100	Bezpečnost strojních zařízení - Všeobecné zásady pro konstrukci Posouzení rizika a snižování rizik
ČSN EN ISO 13850	Bezpečnost strojních zařízení - Nouzové zastavení Zásady pro konstrukci
ČSN EN 349 + A1	Bezpečnost strojních zařízení - Nejmenší mezery k zamezení stlačení části lidského těla
ČSN EN 953 + A1	Bezpečnost strojních zařízení - Ochranné kryty (pevné, pohyblivé)
ČSN EN 983 + A1	Bezpečnost strojních zařízení - Pneumatika
ČSN EN ISO 13855	Bezpečnost strojních zařízení - Umístění ochranných zařízení s ohledem na rychlosti přiblížení části lidského těla

Tabulka 1. Normy

1.1 Pěnová fólie – Mirelon

Pěnová fólie, neboli mirelon, se používá pro ochranu předmětů, které jsou křehké nebo tam kde je potřeba ochránit jejich povrchovou úpravu při manipulaci a přepravě. Kromě balení křehkých předmětů se pěnová fólie využívá také jako tepelná izolace a podklad pod podlahové krytiny.

Pěnová fólie se vyrábí z polyetylenové pěny, která se skládá z tisíců mikroskopických buněk. Tloušťky pěnové fólie jsou 0,8mm, 1mm, 1,5mm, 2mm, 3mm a 5mm.

Vlastnosti pěnové fólie:

- odolnost proti odření
- nízká hmotnost
- chemická odolnost
- výborná ohebnost
- vysoká odolnost



Obr. 2. Mirelon (27)

1.2 Odvíjecí zařízení

Odvíjecí jednotka je určena k plynulému zásobování materiálu z válcové role nebo svitku. Odvíjecí stroje dělíme na poháněné i nepoháněné, vertikální i horizontální. Materiálem na roli může být papír, textil, bublinková folie, pěnová fólie, svařovací fólie a další materiály. Odvíjecí zařízení se instaluje k dělicím, řezacím, rovnacím, převíjecím a dalším zařízením.



Obr. 3. Ruční odvíjecí jednotka (1)



Obr. 4. Odvíječ k archovačce OARCH-1500 (2)

„Stroj je určen výhradně k připojení k archovačce „Pasquato“ a slouží k odvíjení a kompenzaci materiálů (technické textilie) z velkých rolí.“ (2)

Výměna nábalu se zpravidla provádí manuálně a nikoliv automaticky.

1.3 Navíjecí zařízení

Navíjecí jednotka je určena k nepřetržitému navíjení materiálů, převážně papíru, textilu, bublinkové fólie, pěnové fólie a dalších materiálů. Navíjecí cyklus probíhá automaticky v závislosti na požadované délce materiálu v návinu. Stroj navíjí materiál konstantní rychlostí.



Obr. 5. Automatický navíječ balicího papíru ANBP-700 (3)

„Stroj je určen k převíjení lehkého balicího papíru z velkonábalu na malé bezdutinkové roličky (distribuční množství – 2 až 10 m), se současným zabalením do obalové fólie s tepelným smrštěním.“ (3)



Obr. 6. Kontaktní navíječ fólií K1500 (4)

„Zařízení slouží k navíjení plošných útvarů z plastů, převážně fólií z PE a PP kontaktním způsobem na navíjecí hřídele s dutinkami o 76 x 10 mm s pracovní šířkou nejvýše 1500 mm. Navíječka pracuje v automatickém pracovním cyklu.“ (4)

Výměna nábalu se zpravidla provádí manuálně a nikoliv automaticky.

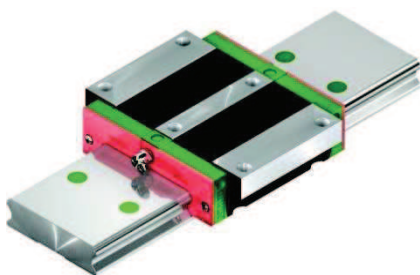
1.4 Lineární vodící prvky

„Lineární vedení slouží jako přesný a jednoduchý vodící systém. Pohyb je možný díky soustavě několika prvků – vodících rolen, kolejnic, čepů nebo oběhových kuliček.“ (5)

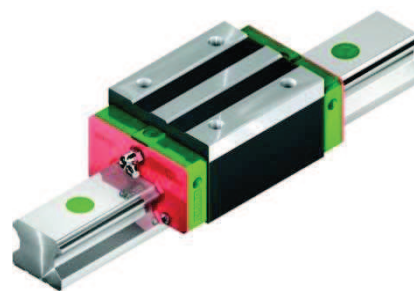
„Lineární vedení nalézá uplatnění v mnoha oblastech, od slévárenství, potravinářství, zemědělství, přes transporty a jeřáby až po důlní průmysl a čistírny odpadních vod. Setkáme se s ním i v dřevozpracujícím a potravinářském průmyslu.“ (5)

Na světě je velké množství výrobců a dodavatelů lineárního profilového vedení. Představíme si tři z nejznámějších a nejvyužívanější dodavatele lineárního profilového vedení v České republice. Jsou to firmy Hiwin, Rexroth, T.E.A Technik a SKF.

„Lineární vedení s profilovou kolejnicí umožňuje lineární pohyb pomocí valivých elementů - kuliček nebo válečků. Použití těchto valivých elementů mezi kolejnicí a vozíkem umožňuje dosáhnout velmi přesného lineárního pohybu. V porovnání s běžným kluzným vedením je koeficient tření u valivých vedení jen asi 2%. Díky profilové kolejnici může vozík zachytávat síly ve vertikálním i horizontálním směru.“ (6)



Obr. 7. Kuličkové vedení řady WE (6)



Obr. 8. Kuličkové vedení řady HG (6)

- Kuličkové vedení (6)
- Válečkové vedení (6)
- Miniaturní vedení (6)
- Vedení s odměřováním (6)

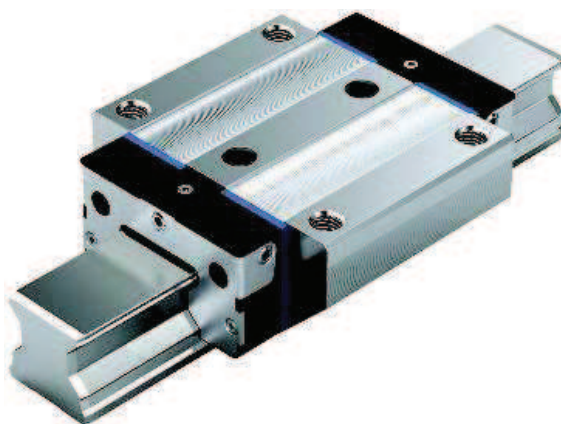
Rexroth lineární vedení

- Kuličkové vedení (7)



Obr. 9 .Kuličkové vedení třídy BSHP(7)

- Válečkové vedení (8)



Obr. 10.Válečkové vedení (8)

- Vedení s odměřováním (8)
- Vedení s rolnami (8)

SKF lineární vedení

- Profilové vedení LLT s X-uspořádáním (9)
- Profilové vedení LLR s O-uspořádáním (9)
- Miniaturní vedení s profilovou tyčí (9)
- Profilové vedení pro rychloposuv Speedi-roll (9)

1.5 Trapézové šrouby

Stejně jako u lineárního profilového vedení, tak i u trapézových šroubů je výrobců a dodavatelů celá řada. K nejznámějším a nejpoužívanějším dodavatelům trapézových šroubů v České republice patří firmy Matis, Haberkorn a T.E.A. Technik.

Velkou předností trapézového šroubu je jeho jednoduchá výroba a konstrukční uspořádání (matice a šroub). Naopak nevýhodou trapézového šroubu je jeho nepřesnost. Další nevýhodou jsou třecí odpory a nutnost sekundárního vedení. Tyto nežádoucí účinky lze vyřešit kuličkovým šroubem, který se naopak vyznačuje velkou přesností.

- Matis trapézové šrouby (10)
- Haberkorn trapézové šrouby (11)
- T.E.A. Technik trapézové šrouby (12)



Obr. 11. Trapézové šrouby a matice (11)

1.6 Kuličkové šrouby

Stejně jako u trapézových šroubů, tak i u kuličkových šroubů je výrobců a dodavatelů celá řada. K nejznámějším a nejpoužívanějším dodavatelům trapézových šroubů v České republice patří firmy Hiwin, SKF, KSK a Bosch-Rexroth.

Velkou předností kuličkového šroubu je jeho velká přesnost a vysoká účinnost, která činí až 88%. Naopak nevýhodou kuličkového šroubu je vysoká pořizovací cena sestavy šroubu a matice.



Obr. 12. Kuličkový šroub (28)

Hiwin kuličkové šrouby

- Válcované šrouby (28)
- Okružované šrouby (28)
- Broušené šrouby (28)
- Speciální šrouby (28)

SKF kuličkové šrouby

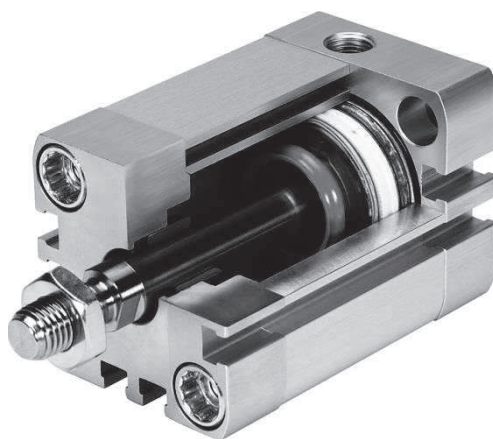
- Přesné válcované šrouby (29)
- Broušené šrouby (29)

KSK kuličkové šrouby

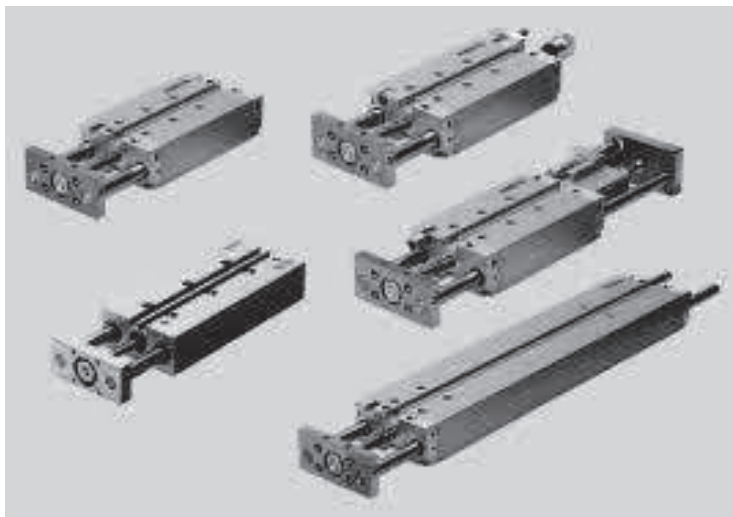
- Standartní polohovací šrouby (30)
- Vysoce únosné šrouby (30)
- Šrouby pro nízké šrouby a přesné polohování (30)
- Šrouby s vysokou účinností (30)
- Šrouby s poháněnou maticí (30)

1.7 Pneumatické pohony

Pneumatické pohony využívají principu přeměny energie stlačeného vzduchu na energii mechanickou. Pneumatické válce dělíme na jednočinné, dvojčinné, válce s pístnicí, bezpístnicové válce, kyvné pohony, tandemové pohony, pohony s vedením a další. K pneumatickým pohonům existuje velké množství příslušenství, jako jsou upevňovací prvky, nástavce na pístnici a mnoho dalších.



Obr. 13. Kompaktní válec Festo řady ADN (13)



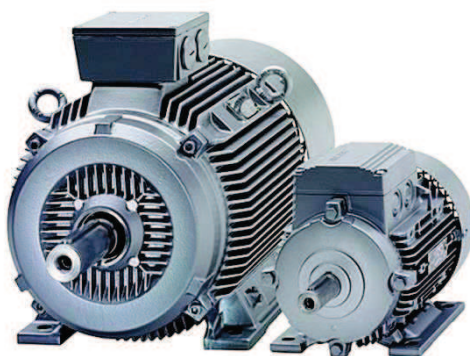
Obr. 14. Válec s vedením Festo řady DFM (14)

1.8 Elektromotory a elektropřevodovky

Elektromotory

Elektromotor je stroj, který přeměňuje elektrickou energii na mechanickou. Druhů a typů elektrických motorů je velké množství, pro naše řešení je však důležité se zaměřit na běžné a nejrozšířenější asynchronní motory.

- Stejnosměrné motory Siemens (17)
 - o Nízkonapěťové motory



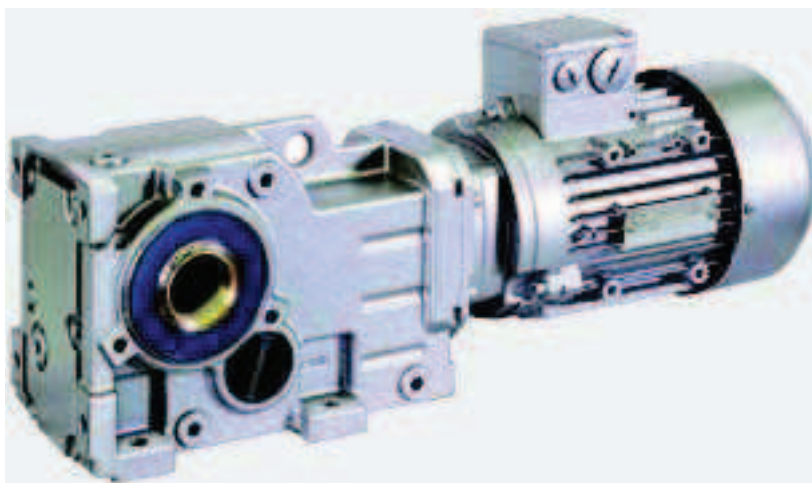
Obr. 15. Elektromotor Siemens (17)

- Pohony Bosch-Rexroth (18)

Elektropřevodovky

Protože je zpravidla velmi obtížné a komplikované dosáhnout požadovaného točivého momentu a úhlové rychlosti přímo z náhonu elektromotoru, využívají se elektropřevodovky.

- Mechanické převodovky Siemens (19)
 - o Čelní převodovky Flender (19)
 - o Kuželočelní převodovky Flender (19)
 - o Planetové převodovky Flender (19)



Obr. 16. Kuželočelní převodovka Siemens (19)

- Mechanické převodovky Bosch-Rexroth (20)
 - Řada GTE (21)
 - Řada GTM (22)

Pneumatické hřídele

Pneumatické hřídele se využívají pro rychlou výměnu nábalu a návinů rolí. Pneumatická hřídel může disponovat volnými konci se zaklapávacími ložisky pro její upevnění při operaci. Druhým způsobem je pneumatická hřídel s přírubou, která je pevně uchycena jedním koncem a volný konec se zajišťuje, pokud nábal nebo návin přesahuje dynamiku hřídele.

- Pneumatické rozpínací hřídele (23)
- Pneu – mechanické rozpínací hřídele (23)
- Zaklapovací ložiska



Obr. 17. Pneumatická hřídel (23)



Obr. 18. Pneumatická hřídel (24)

1.9 Katalogy komponentů

Důležitým zdrojem informací pro naši další práci a konstrukční návrh jsou katalogové listy jednotlivých komponent a katalogy. V první řadě jde o čidla různých typů s různými funkcemi, vodící prvky, pneumatické prvky a nesmíme zapomenout na bezpečnostní prvky.

1.10 Volba komponentů

Na základě získaných informací budu používat komponenty od vybraných firem:

- Lineární vodící prvky – Hiwin
 - www.hiwin.cz
- Trapézové šrouby a matice – T.E.A. Technik
 - www.teatechnik.cz
- Pneumatické a elektromechanické pohony – Festo
 - www.festo.cz
- Elektromotory a elektropřevodovky – Siemens
 - www.siemens.cz
- Optická a indukční čidla – Sick
 - www.sick.cz
- Indukční čidla – Balluff
 - www.balluff.cz

2. Návrh konstrukčního řešení

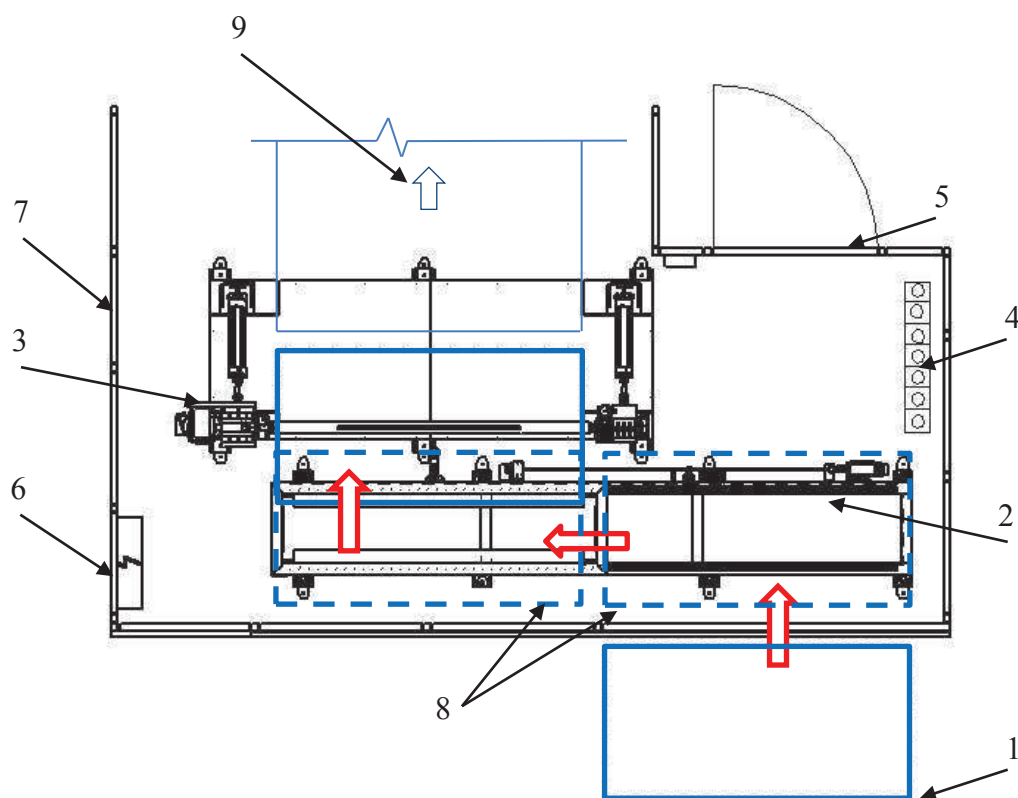
Cílem této diplomové práce je navrhnout odvíjecí a navíjecí jednotku určenou pro role s navinutou pěnovou fólií. Role se musí na odvíjecí jednotku upevnit automaticky, bez pomoci obsluhy. Role se automaticky nasune na pneumatickou hřídel, zajistí se a přesune na pozici, kde může probíhat odvíjení. Konstrukce musí být navržena tak, aby umožňovala i obrácený proces – navíjení fólie. Šířka navíjeného materiálu je v rozsahu od 1000 mm do 2000 mm. Maximální průměr návinu role je 1000 mm. Maximální hmotnost role 120 kg. Pracoviště bude obsluhovat jedna osoba, která bude nasazovat nebo sundávat prázdné papírové špulky. Zařízení je řešeno jako samostatné pracoviště, které je nezávislé na předchozím nebo následujícím zařízení.

	podmínky
<i>PROVOZ STROJE:</i>	
Prašné prostředí, nestálá teplota	x
Spolehlivost 100%	x
Dvousměnný provoz	x
Životnost - 5 let	x
Každodenní údržba	
Minimální údržba	x
Automatická změna typu	x
Jednočinný stroj	x
<i>ERGONOME STROJE</i>	
Jednoduchost stroje	x
Minimalizovat zranění	x
Snadné čištění	x
<i>EKONOMIKA</i>	
Minimální náklady na provoz	x
Minimální náklady na výrobu	x
Konkurenceschopnost stroje	x

Tabulka 2. Specifikace zařízení

Na základě požadavků jsem vytvořil dva návrhy pracoviště, přičemž oba splňují všechny vstupní požadavky. Při tvorbě prvního návrhu jsem nebral až tak velký ohled na množství programovacích prací a pořizovacích nákladů na pracoviště. V důsledku toho jsem při finální fázi řešení usoudil, že toto řešení vy bylo velmi finančně nákladné na jednotlivé komponenty a programovací práce. Z tohoto důvodu jsem začal uvažovat nad novým konceptem pracoviště, které bude levnější i jednodušší na programátorské práce. Pro představu zde uvedu obě varianty řešení konceptu, následně vyhodnotím jejich klady a zápory. Po vyhodnocení představím detailněji návrh vítězného řešení.

2.1 První návrh pracoviště

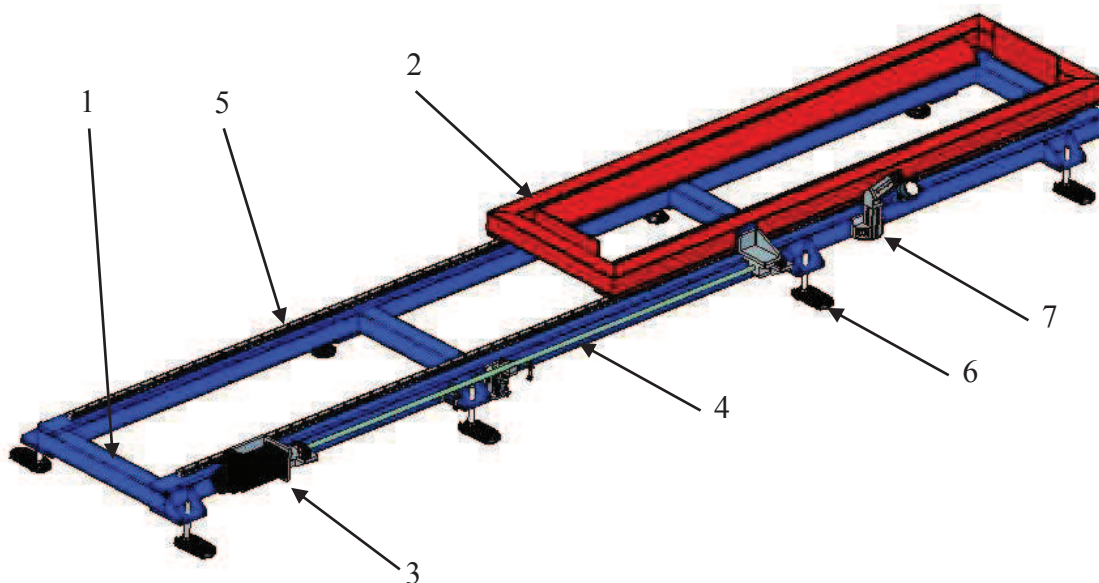


Obr. 19. Schéma prvního návrhu pracoviště

1. Vstupní materiál (role, 2. Nasunovací a sesunovací jednotka 3. Odvíjecí a navíjecí jednotka 4. Zásobník na špulky 5. Servisní dveře 6. Elektrorozvaděč 7. Bezpečnostní oplocení 8. Mezi pozice role 9. Odvíjecí směr materiálu

První návrh pracoviště vznikl za spolupráce s nejmenovanou firmou, která mi poskytla podklady a zadala požadavky pro pracoviště. Bohužel během návrhu se firma odmlčela a nepřála si, aby v mé práci figurovala.

Cyklus odvíjení probíhá způsobem, že se role (poz.1) naloží na nasunovací jednotku (poz.2). Pomocí nasunovací jednotky je přemístěna do druhé mezipozice (poz.8) a zároveň je nasunuta na pneumatickou hřídel sklopené odvíjecí a navíjecí jednotky (poz.3). V dalším kroce se odvíjecí jednotka přesune do pozice odvíjení a navíjení a materiál se může navést do dalšího stroje. Odvíjecí proces se provádí v opačném pořadí, kdy proces začíná přivedením materiálu na pneumatickou hřídel odvíjecí a navíjecí jednotky (poz.3). Po navinutí role se jednotka sklopí a položí roli na sesunovací jednotku (poz.2). Hřídel uvolní roli a sesunovací jednotka (poz.2) přesune roli na mezipozici (poz.8), kde čeká na další manipulaci.



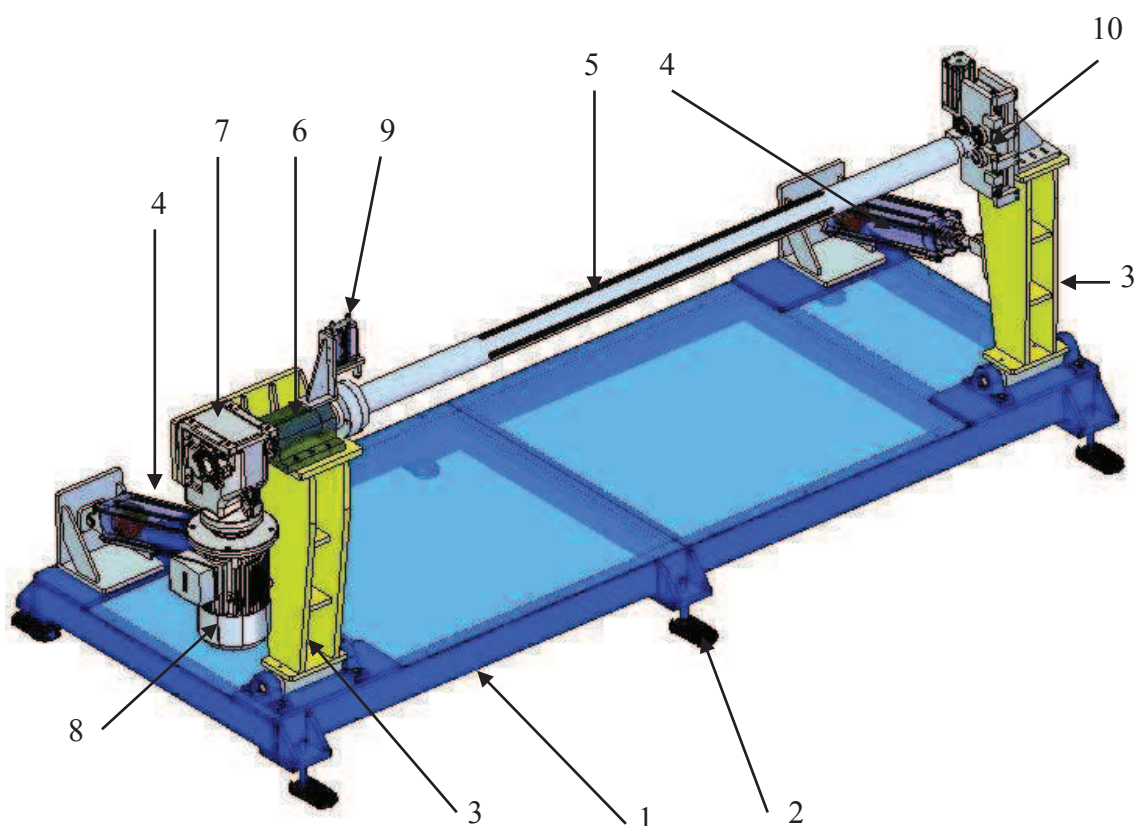
Obr. 20. Nasunovací jednotka

1. Základový rám 2. Posuvný rám (lůžko) 3. Servopohon Bosch-Rexroth 4. Trapézový šroub 5. Lineární vedení Hiwin 6. Stavitelné nohy s kotvící patkou 7. Ultrazvukový snímač Sick – měření průměru role

Samotnou konstrukci jsem zahájil návrhem nasunovací části návínu na pneumatickou hřídel. O koncepci jsem měl jasnou představu již od začátku. Role se naloží ručně nebo pomocí manipulačního prostředku do lůžka nasouvací jednotky a pomocí nějakého pohonu bude role nasunuta na pneumatickou hřídel. Lůžko jsem navrhnul jako svařenec z ocelových uzavřených profilů a tvarových plechů, které jsou přivařeny k rámu. Celé lůžko se pohybuje po lineárním kuličkovém vedení od firmy Hiwin. Lineární vedení zaručí bezproblémový a přesný pohyb s minimálním odporem. Celé lineární vedení je uloženo na dalším svařovaném rámu z ocelových uzavřených profilů, tento rám tvoří základnu pro celou nasunovací jednotku. Na základovém rámu jsou nainstalované stavitelné nohy. Stavitelné nohy slouží pro vyrovnávání nepřesností podlahy a vyrovnání jednotky do roviny. Zároveň se celá jednotka přes stavitelné nohy ukotví do podlahy, čímž se zabrání jejímu pohybu.

Zbýval mi už jen vyřešit pohyb lůžka. Ze začátku jsem uvažoval nad pneumatickým pohonem, při výpočtu jsem však došel k závěru, že by stačil pneumatický válec o průměru pístu 100 mm, který by měl i dostatečnou rezervu ve výkonu. Při opakovaném pohledu na problematiku pohonu vyvstala otázka případného dalšího požadavku zákazníka na více poloh pro umístění role na pneumatickou hřídel. Tuto problematiku bych nebyl schopen obyčejným válcem řešit.

Proto jsem začal uvažovat nad elektromechanickým válcem nebo servopohonem. Po vyhodnocení výhod a nevýhod jsem zvolil servopohon, přičemž rozhodujícím prvkem byla finanční stránka nákupu komponentů. Po zvolení pohonu jsem řešil otázku mechanického přenosu, kdy se naskytly tři možnosti řešení. Jednou z možností byl kuličkový šroub s kuličkovou maticí, pohon ozubeným řemenem anebo posuv přes trapézový šroub. Z finančního hlediska jsem vyloučil jako první kuličkový šroub, který je sice nejpresnější ze všech variant, ale pro danou aplikaci až zbytečně přesný a finančně nákladný. Při posuzování zbývajících dvou variant jsem si zvolil podmínky, jako je zástavba, množství dílů pohonné soustavy, údržba a další. Po zohlednění všech těchto kritérií jsem zvolil trapézový šroub. U varianty s ozubeným řemenem jsem nejvíce řešil problém se zástavbou, umístěním napínacích prvků řemene, nutnost výroby domků pro ložiska a jiné komplikace. Pohon s trapézovým šroubem se mi jeví jako ideální i finančně přijatelná možnost.



Obr. 21. Odvíjecí a navíjecí jednotka

1. Základový rám 2. Stavitelné nohy s kotvicí patkou 3. Sklopné rameno
4. Pneumatický válec s odměřováním Festo 5. Pneumatická hřídel 6. Ložiskový domek hřídele 7. Kuželočelní převodovka KTM od TOS Znojmo, 8. Asynchronní pohon Siemens 9. Nafukovací jednotka hřídele 10. Zajišťovací jednotka pro konec pneumatické hřídele

V konstrukci jsem pokračoval návrhem odvíjecí a navíjecí jednotky. Tuto jednotku jsem spojil s manipulační zvedací jednotkou v jeden celek. Součástí této jednotky je i podpora pro zajištění konce pneumatické hřídele. V prvním kroku jsem začal s návrhem samotného základového rámu. Stejně jako u nasouvací jednotky jsem volil svařovaný rám z ocelových profilů pro jeho tuhost. Rám je osazen stavitelnými nohama pro vyrovnaní nerovností podlahy, s možností kotvení k podlaze přes kotvící patky. Na rámu z profilů jsou navařeny ocelové pláty, které slouží pro uchycení manipulační jednotky s rolí a zajišťovací podpěrou. Po celém rámu jsou instalovány nášlapné plechy.

Při řešení manipulační jednotky jsem volil mechanismus sklopného ramene. Rameno jsem navrhl jako svařenec z ocelových desek, které bylo uchyceno přes hřídel a ložiskové domky k základovému rámu. Pro pohyb ramene jsem v první fázi volil pneumatický válec s odměřováním polohy na pístu válce od firmy Festo. Taktéž jako rameno i válec je uchycen k základovému rámu přes kloub, který mu umožňuje pohyb při sklápění.

Dalším úkolem byl návrh pohonu s pneumatickou hřídelí. Samotná pneumatická hřídel je komerčně dostupný komponent. Vhodnou hřídel pro tuto aplikaci jsem hned na začátku vytypoval se zástupcem firmy, pro kterou jsem návrh vytvářel. Zvolili jsme hřídel s přírubou, která půjde jednoduše uchytnit k pohonné části. Jako pohon jsem volil asynchronní motor od firmy Siemens v kombinaci s kuželočelní převodovkou KTM od firmy TOS Znojmo. Motor bude připojen přes frekvenční měnič, který umožní změnu otáček a klidnější řízení procesu. Přenos síly z motoru na pneumatickou hřídel je řešen přes hřídel uloženou v ložiscích firmy SKF a ložiskovém domku. Pro správné natočení pneumatické hřídele do výchozí polohy je instalován rozpínací indukční snímač. Celá tato jednotka je upevněna na sklopné rameno.

Pro zajištění klidného chodu procesu, je nutné zajistit konec pneumatické hřídele. Při délce role až 2000 mm by mohlo docházet při navíjení nebo odvíjení ke kmitání konce pneumatické hřídele, proto jsem musel vyřešit i tento problém s kmitáním. Zajištění jsem řešil pomocí ložisek, kdy se konec pneumatické hřídele upne mezi čtyři ložiska a ty zamezí kmitání hřídele. Mechanismus upínání je zobrazen na obr. 21. Pomocí pneumatického válce s brzdou a lineárního vedení jsou ložiska pohyblivá. Při rozevření válce se ložiska oddálí od sebe a může mezi ně vjet pneumatická hřídel. Následné zasunutí válce ložiska sevře a tím se pneumatická hřídel uzamkne. Koncové polohy válce jsou řešeny dorazy, které jsou nastavitelné šrouby s jemným stoupáním.

Celý tento mechanismus je upevněn na svařované stojně z ocelových desek, stojna je upevněna šrouby k základovému rámu.

Po kontrolním výpočtu pneumatického válce pro sklápění ramene jsem narazil na problém nedostatečné síly válce. Bohužel nestačilo zvolit válec vyšší řady, proto jsem byl nucen se zamyslet nad novým řešením. Nejjednodušší řešení se nabízelo v přepracování pevné stojny pro zajišťování konce pneumatické hřídele na sklopné rameno, stejně jako manipulační rameno s pohonem. Vznikla dvě sklopná ramena, která mohla pracovat jak společně díky systému odměřování polohy válce, tak nezávisle na sobě. Ramena musí pracovat nezávisle i z důvodu, že zajišťovací sklopné rameno musí být při nasunování a sesunování mimo oblast nasunovací jednotky. Pokud by tam nebyla, nemohla by se role nasunout nebo sesunout z pneumatické hřídele. Díky tomuto řešení jsem měl vyřešený problém s nedostatkem síly při zdvihu role z nasunovací jednotky na pozici odvíjení a navíjení.

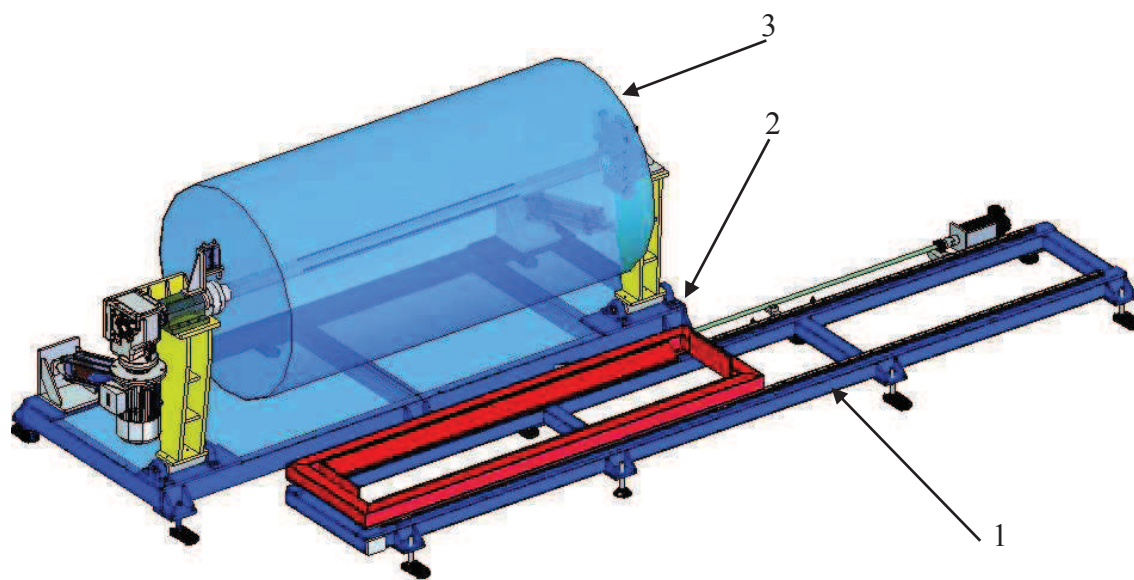
V tuto chvíli se zdálo, že je stroj v závěrečné fázi návrhu a chybělo dořešit automatické nafukování pneumatické hřídele, snímání průměru návínu, oplocení celého pracoviště a kamerový systém pro polohování pneumatické hřídele na střed role pro její bezproblémové nasouvání.

Automatické nafukování pneumatické hřídele jsem vyřešil umístěním nafukovacího náustku na pneumatický válec s vedením DFM od firmy Festo, který je uchycen na ložiskovém domku u pneumatické hřídele. Náustek sjede válcem do spodní polohy, kdy zajede do otvoru na pneumatické hřídeli a jeho prostřednictvím je napuštěn vzduch do pneumatické hřídele, která upne roli s návínem. Snímání průměru návínu jsem řešil pomocí ultrazvukového snímače od firmy Sick. Tento způsob měření ultrazvukem se používá běžně u těchto aplikací. Oplocení jsem řešil skládací sestavou od firmy Bosch. Při návrhu kamerové kontroly jsem se obrátil na odborníky z firmy Festo. Po konzultaci s nimi se objevil problém s polohováním pneumatické hřídele na střed role. Pokud by přišla do stroje role s jiným průměrem role, než je 1000 mm, nebyly bychom schopni pneumatickou hřídel umístit na střed role, a tudíž roli nasunout.

V řešení tohoto problému jsem se inspiroval u převíjecích strojů. U těchto strojů se používá systém pro vyrovnávání návínu. Proto jsem celý základový rám umístil ještě na jeden svařovaný rám z ocelových profilů. Mezi tyto dva rámy jsem instaloval kuličkové lineární vedení, kdy na spodním rámu je přišroubena kolejnice a na horním rámu jsou upevněny vozíky. Pomocí pneumatických válců se systémem odměřování můžeme

celou jednotku přesunout v požadovaném směru. Kombinací sklápěcího ramene s polohovacím válcem a možností posunu celého rámu polohovacími válci a kamerovým systémem, lze napolohovat pneumatickou hřídel na střed role.

Přes všechna úskalí se mi podařilo navrhnout kompletní stroj, který splňuje veškeré požadavky. Na závěr už jen otázka, jak bude stroj finančně nákladný na komponenty a programátorskou práci. Po tomto uvažování jsem začal přemýšlet nad novým konceptem zařízení.

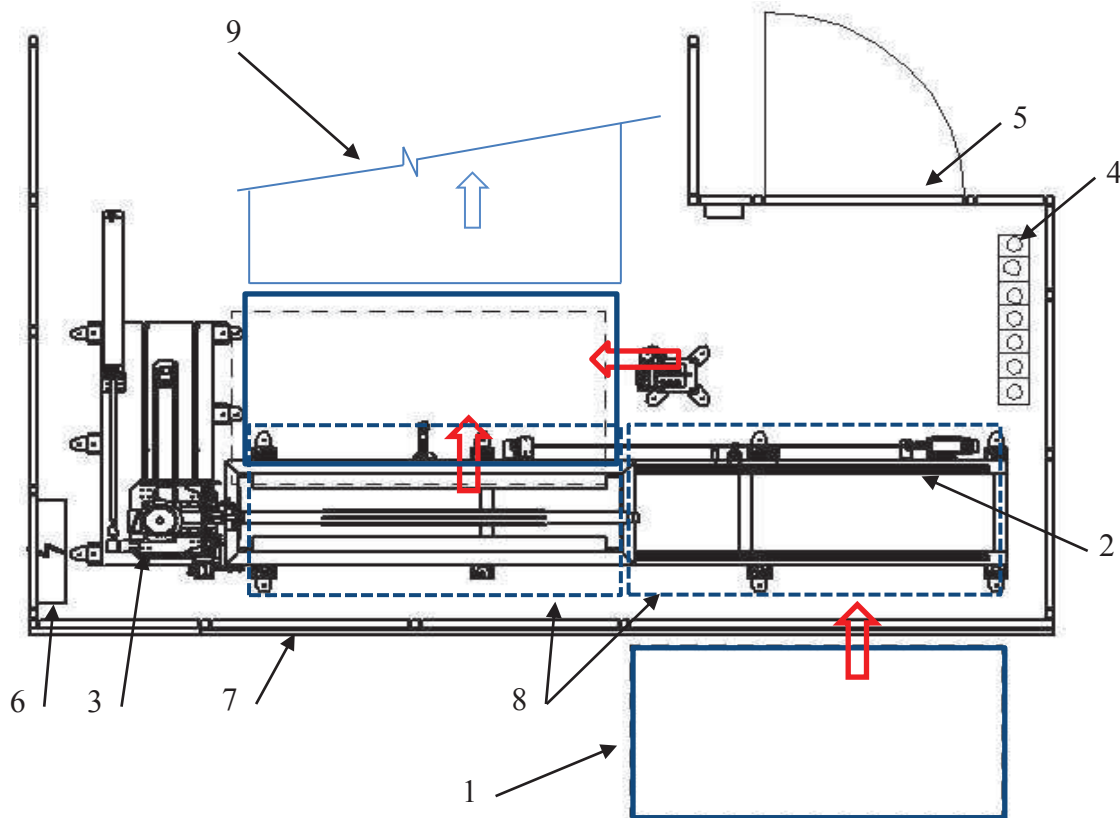


Obr. 22. Celkový pohled na pracoviště prvního návrhu

1. Nasouvací a sesouvací jednotka 2. Odvíjecí a navíjecí jednotka

3. Role s návinem

2.2 Druhý návrh pracoviště



Obr. 23. Schéma druhého návrhu pracoviště

1. Vstupní materiál (role) 2. Nasunovací s sesunovací jednotka 3. Manipulátor role 4. Zásobník na špulky 5. Servisní dveře 6. Elektrorozvaděč 7. Bezpečnostní oplocení 8. Mezipozice role 9. Odvíjecí směr materiálu

Po dokončení prvního návrhu jsem si začal pohrávat s myšlenkou, zda nebude vhodné předělat koncepci stroje. Po uvážení s ohledem na finanční náklady a složitost programování jsem se rozhodl pro nový návrh konceptu zařízení. Nový koncept se nejvíce liší v části manipulace s rolí a v odvíjecí a navíjecí části zařízení. Nasouvací a sesouvací jednotka role zůstává koncepčně stejná. V této kapitole se jí tedy nebudu zabývat.

Cyklus odvíjení probíhá způsobem, že se role (poz.1) neloží na nasunovací jednotku (poz.2). Pomocí nasunovací jednotky je přemístěna do druhé mezipozice (poz.8) a zároveň je nasunuta na pneumatickou hřídel manipulátoru (poz.3). V dalším kroce se manipulační jednotka přesune do pozice odvíjení a navíjení a může se materiál navést do dalšího stroje. Odvíjecí proces se provádí v opačném pořadí, kdy začíná proces přivedením materiálu na pneumatickou hřídel manipulační jednotky (poz.3). Po

navinutí role se manipulační jednotka přesune do pozice nad sesunovací jednotku a položí roli na sesunovací jednotku (poz.2). Hřídel uvolní roli a sesunovací jednotka (poz.2) přesune roli na mezipozici (poz.8), kde čeká na další manipulaci.

U nového návrhu manipulační jednotky pro role jsem opustil myšlenku sklopných ramen. Pro manipulaci jsem zvolil koncept s posuvným suportem ve svislé a zároveň i vodorovné ose. Na suportu je upevněna pneumatická hřídel s pohonem, stejně jako u předchozího návrhu pracoviště. Svislý posuv je řešen servopohonem s kuličkovým šroubem, vedení je řešené kuličkovým lineárním vedením od firmy Hiwin. Vodorovný posuv je řešen pouze pneumatickým válcem do dvou koncových poloh. Jedna poloha je pro nasouvání a sesouvání rolí a druhá poloha je pro odvíjení a navíjení. Jednotka pro zajištění konce pneumatické hřídele je tvořen pevnou stojnou, která je samostatně ukotvena k podlaze. Mechanismus na svírání zůstává stejný pomocí kuličkových ložisek, které se svírají kolem pneumatické hřídele.

Už při prvním pohledu je jasné, že nové řešení bude finančně přijatelnější a programátorská práce bude jednodušší. Vytvořil jsem tabulku č. 3, kde jsem obě varianty porovnal. Porovnal jsem pouze části, kterých se změna týkala. Bodové rozmezí jsem volil od 1 – 5, kde nejhorší řešení hodnotím číslem 1 a nejlepší hodnotím číslem 5. Po vyhodnocení jsem sečetl přiřazené body, přičemž výsledným konstrukčním řešením je varianta s nejvyšším počtem bodů.

<i>POROVNÁNÍ KONCEPTŮ PRACOVIŠTĚ</i>		
	<i>Řešení se sklopnými rameny</i>	<i>Řešení s posuvným suportem</i>
Ceny svařovaných dílů	1	4
Ceny lineárního vedení	2	1
Ceny servopohonů	4	1
Ceny pneumatických válců bez odměřování	3	2
Ceny pneumatických válců s odměřováním	1	5
Cena kamerového systému	1	5
Ceny softwarové práce	1	5
Složitost montáže	2	4
Složitost seřízení	1	4
Složitost elektromontáže	2	4
Složitost nastavení plynulého chodu	1	5
Uvedení do provozu po rozsáhlém zásahu	1	4
<i>SOUČET</i>	20	44

Tabulka 3. Porovnání konceptů pracoviště

Pro porovnání jsem zvolil jako první oblast finanční náklady. Z obou návrhů jsem vybral dílce a komponenty, které budou nejvíce ovlivňovat celkovou cenu. Mezi vyráběné dílce jednoznačně patří svařence. Při porovnání jsem došel k závěru, že větší množství svařovaných dílců je u varianty č. 1 a to konkrétně 7 u varianty č. 2 jsou pouze 4 kusy a je zároveň i snazší na výrobu. Proto je v tabulce druhá varianta hodnocena vyšším číslem než první varianta. Náklady na lineární vedení jsou u druhé varianty vyšší, z toho důvodu je vyšší hodnocení u první varianty. Celkové náklady na lineární vedení nejsou v celkovém součtu nijak výrazné, proto je i rozdíl v hodnocení minimální. Výraznější cenový rozdíl je u nákladů na servopohon, který je pouze ve variantě dvě pro svislý posun suportu. Vyšší hodnocení je tedy u varianty č. 2. Při porovnání nákladů na pořízení pneumatických válců bez odměřování polohy a ventilových terminálů, jsou náklady téměř shodné. U druhé varianty je navíc jeden pneumatický válec, který slouží pro vodorovný přesun suportu. Proto je při hodnocení rozdíl hodnot 1 bod. U dalších skupin komponentů jsou náklady výrazně vyšší než u varianty jedna, kdy je potřeba několika pneumatických válců se systémem odměřování polohy. Při kalkulování je potřeba počítat s rozšířením ventilového terminálu a hlavně s řídící jednotkou pro odměřování. Z tohoto důvodu je varianta č. 2 hodnocena vyšším číslem. Ke stejnému výsledku jsem došel i u další položky, a to u kamerového vyhodnocovacího systému. Tento systém je nutný pouze u první varianty, proto je hodnocen nejnižším možným počtem bodů.

Dalšími kritérii je oblast uvedení stroje do provozu. Jako první jsem vybral náklady na programování. Náklady jsou jednoznačně nejvyšší u první varianty, kdy je nutné kombinovat pohyby pneumatických válců se systémem odměřování polohy s výsledkem kamerového systému. Z tohoto důvodu je u druhé varianty vysoké bodové hodnocení. Kritéria složitost seřízení, složitost montáže a složitosti elektromontáže dopadla v hodnocení s podobným výsledkem avšak lépe pro druhou variantu. Velké množství válců, speciálního zapojení a seřízení kamerového systému, sladění kombinovaných posuvů jsou nevýhodou pro první variantu, proto u všech tří kritérií byla hodnocena nízkou známkou. U posledních dvou kritérií jednoznačně vyhrála druhá varianta ze stejného důvodu jako u předchozích tří variant.

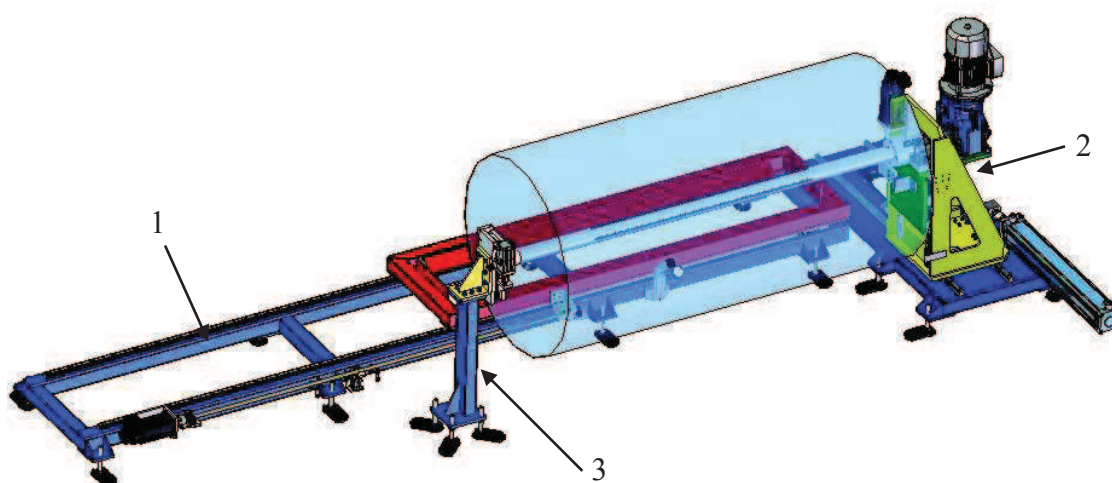
Po sečtení všech bodů zvítězila, s více jak dvojnásobným počtem bodů, druhá varianta. Tímto porovnáním jsem se utvrdil v rozhodnutí, zabývat se novým konceptem stroje a upustit od prvního návrhu. V další kapitole se tedy budu zabývat pouze druhou variantou pracoviště a podrobněji proberu jednotlivé uzly stroje.

3. Konečná konstrukce zařízení

Po zvolení vhodnějšího konceptu stroje, si stroj rozdělíme do tří hlavních uzlů. Každý uzel je dále rozdělen do menších sestav, které si postupně probereme detailněji v dalších kapitolách.

Rozdělení pracoviště:

- a) Nasunovací a sesunovací jednotka
- b) Manipulátor pro role
- c) Podpěrná stojna hřídele



Obr. 24. Celkový pohled na konečnou konstrukci zařízení

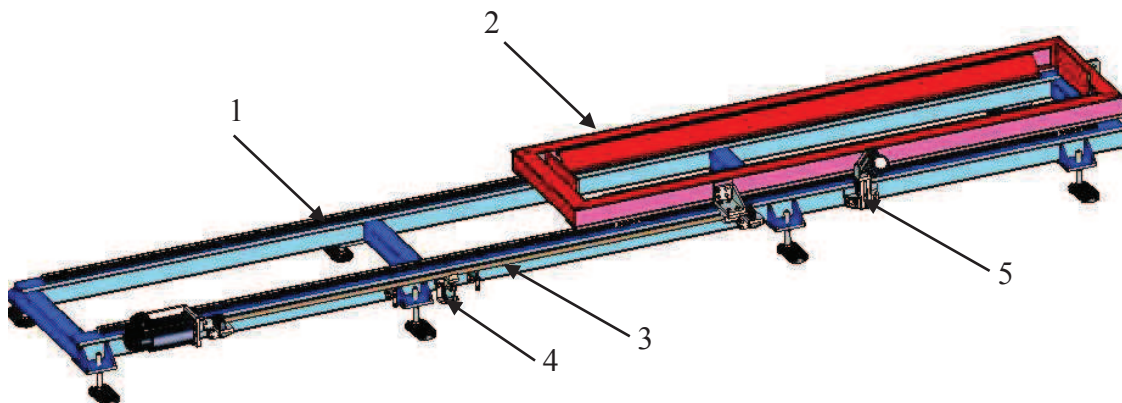
1. Nasunovací a sesunovací jednotka 2. Manipulátor pro role 3. Podpěrná stojna hřídele

3.1 Nasunovací a sesunovací jednotka

Tak jako celé pracoviště jsem rozdělil na tři hlavní uzly, tak i každý uzel rozdělím na podskupiny. Pro každou skupinu jsem zvolil několik možných variant konstrukčního řešení. Každá z variant má své výhody a nevýhody. Pro konečný návrh konstrukce, jsem volil z daných možných variant tu nejvhodnější.

Rozdělení uzlu do podskupin:

- a) Pevný základní rám
- b) Posuvný rám s pohonnou jednotkou
- c) Podpěra trapézového šroubu
- d) Měření průměru návinu

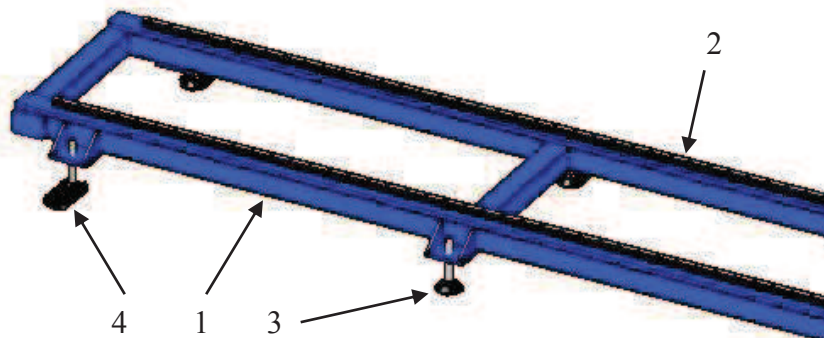


Obr. 25. Celkový pohled na nasunovací a sesunovací jednotku

1. Pevný základní rám, 2. Posuvný rám, 3. Pohonná jednotka, 4. Podpěra trapézového šroubu, 5. Měření průměru návinu

Pevný základní rám

Pevný základní rám slouží jako základ celé nasunovací a sesunovací jednotky. Jelikož tento rám je nosný, musím konstrukci přizpůsobit požadavkům na tuhost a pevnost. Tyto požadavky jsou nutné pro celkovou stabilitu nasunovací a sesunovací části a pro bezproblémový průběh procesu natlačování. Na rámu bude použito lineárního vedení Hiwin, které by mohlo být při nestabilitě a nízké tuhosti poškozeno. Jako dva způsoby řešení pro porovnání jsem zvolil rám montovaný z hliníkových profilů a svařovaný rám z uzavřených ocelových profilů. Rám stojí na stavitelných nohách, díky kterým se vyrovnává do roviny. Nohy je možnost ukotvit přes kotvící patky k podlaze.



Obr. 26. Pevný základní rám

1. Rám z ocelových profilů 2. Lineární vedení Hiwin 3. Stavitelné nohy 4. Kotvící patky

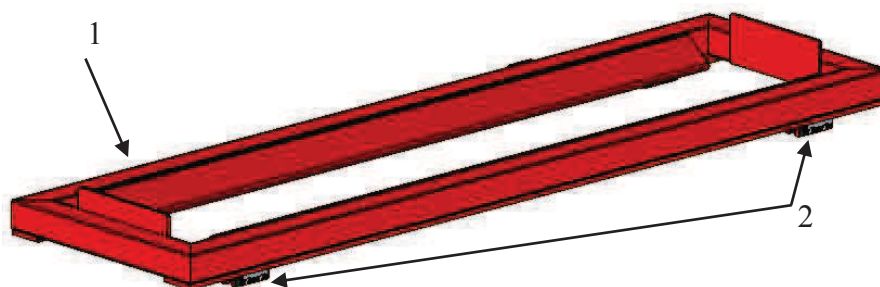
PEVNÝ ZÁKLADNÍ RÁM		
	Řešení 1	Řešení 2
	montovaný hliníkový rám	ocelový rám
Cena konstrukce	3	3
Cena materiálu	3	5
Cena montáže - mechaniky	3	2
Tuhost a pevnost	2	5
SOUČET	11	15

Tabulka 4. Porovnání konstrukce pevného základového rámu

Jako první parametr pro porovnání variant jsem volil náklady na konstrukční hodiny. Náklady na konstrukci se liší podle složitosti, v našem případě je konstrukční práce velmi podobná, proto hodnotím stejným číslem obě varianty. Druhým parametrem porovnání je cena nakupovaného materiálu. Cena nakupovaného materiálu na montovaný hliníkový rám je vyšší, než cena nakupovaného materiálu na svařovaný ocelový rám. Proto při hodnocení má ocelový rám vyšší číslo. Naopak při porovnání dalšího kritéria je výhoda hliníkového montovaného rámu oproti rámu ocelovému. U hliníkového rámu je možnost rám objednat jako celek a nebude již třeba žádné montáže. U ocelového rámu je třeba řezání profilů, svařování, broušení svarů, lakování a při potřebě přesných ploch ještě obrábění. Z těchto důvodů je hliníkový rám výhodnější. Nejdůležitějším požadavkem pro rám byla tuhost. Z tohoto hlediska není ideální rám vyrábět jako montovaný z hliníkových profilů. Ocelový svařovaný rám je tuhý a pro mou aplikaci vhodnější. Tuhost je v mém případě potřeba pro správnou funkci a dlouhodobou spolehlivost stroje.

Po vyhodnocení výsledků se jeví jako vhodnější varianta ocelový rám svařovaný z uzavřených ocelových profilů. Horní plochu svařence bude nutné frézovat pro uložení lineárního vedení (kolejnice). Na kolejnici bude nasazen pohyblivý rám s lineárními vozíky. Kombinací kolejnice a vozíku zaručíme přesnost, minimální odpor při pojezdu a opakovatelnost procesu.

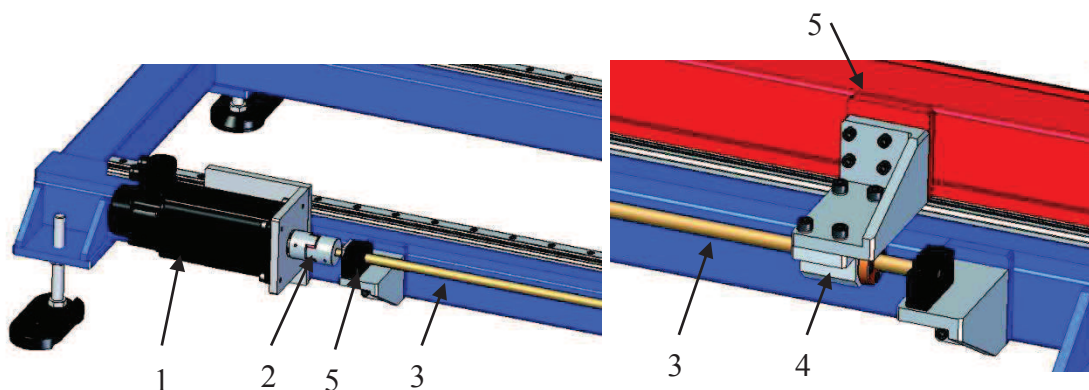
Posuvný rám s pohonnou jednotkou



Obr. 27. Posuvný rám

1. Rám z ocelových profilů 2. Vozíky lineární vedení Hiwin

Posuvný rám je určen k nasunování návinu na pneumatickou hřídel. Návin se vkládá do lůžka posuvného rámu. Stejně jako u základního rámu i posuvný rám je vyroben jako svařenec z ocelových uzavřených profilů.



Obr. 28. Pohon posuvného rámu

1. Servopohon Bosch-Rexroth 2. Bezvůlová spojka 3. Trapézový šroub 4. Maticový domek s maticí 5. Uložení konce šroubu 6. Posuvný rám

Nasunovací pohyb můžeme provádět znovu několika způsoby, pneumatickým válcem s odměřováním, ozubenou tyčí s ozubeným kolečkem, řemenem a řemenicí, elektromechanickým válcem, kuličkovým šroubem, trapézovým šroubem a dalšími. Pro porovnání jsem vybral dvě možnosti, a to pohon elektromechanickým válcem nebo servopohon s trapézovým šroubem.

POHON POSUVNÉHO RÁMU		
	Řešení 1	Řešení 2
	elektromechanický válec	servopohon+ trapézový šroub
Cena konstrukce	3	3
Cena nákupu	3	5
Cena montáže - mechaniky	3	2
Cena montáže - elektro	2	2
Softwarová náročnost	3	3
Polohování	4	4
Plynulost chodu	5	5
SOUČET	23	24

Tabulka 5. Porovnání návrhu pohonu posuvného rámu

U obou variant je cena konstrukční práce přibližně stejná, proto jsem ji ohodnotil stejným číslem. Další položkou je cena nákupu komponentů. Komponenty pro první řešení jsou vyšší, servopohon je nutný u obou řešení, zbývající cena je nižší u trapézového šroubu. Na montáž je snadnější nainstalovat hotovou pohonnou elektromechanickou jednotku. Jednotka se usadí na patky a přitáhne šrouby, naopak u pohonu s trapézovým šroubem je třeba dbát na přesnější seřízení při montáži. U ostatních kritérií se hodnoty bodování shodují. Je to v důsledku stejného způsobu pohonu, a to servopohonem. Díky tomu můžeme u obou řešení polohovat do jakékoli pozice, regulovat plynulost pohonu, přidávat pozice.

Z hlediska údržby je vhodnější druhá možnost, pohon trapézovým šroubem. Výměna opotřebitelných dílů je mnohem méně náročná na čas a zkušenosti. U elektromechanického pohonu je potřeba specializovaného zásahu. Náhradní díly do tohoto pohonu se musí kupovat přímo u výrobce, kde bude cena vyšší. Servopohon je u obou řešení, proto ji vynechávám jako kritérium. Po prozkoumání všech výhod a nevýhod obou možností, volím druhou variantu s trapézovým šroubem.

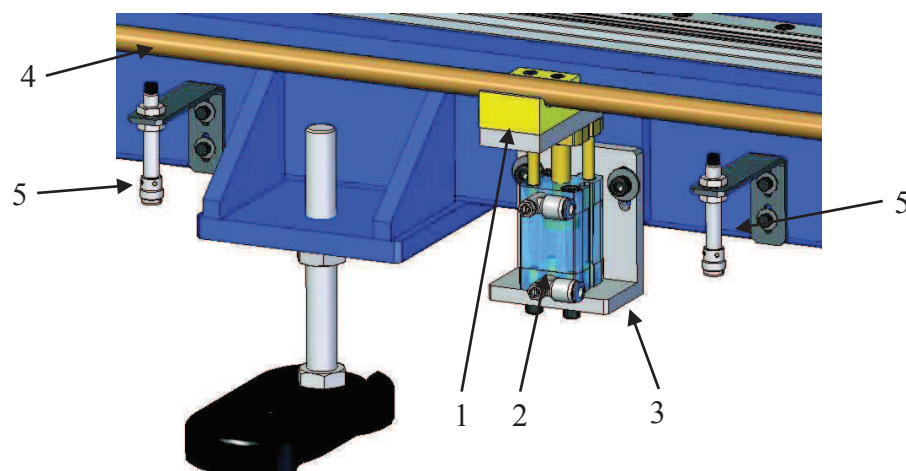
Pohyblivý svařovaný rám je z ocelových profilů, na tento rám jsou připevněny lineární vodící prvky (vozíky). Tyto „vozíky“ v kombinaci s kolejnicemi zaručí přesnost nasouvání a plynulost pohybu. Lineárním vedením zaručíme dlouhodobou životnost nasunovací jednotky, pokud bude dodržován pravidelný servis.

Jako pohon volím servopohon IndraDyn od firmy Bosch-Rexroth. Trapézový šroub volím od firmy T.E.A. Technik. O přenos momentu ze servopohonu na trapézový šroub se postará bezvúlová spojka TRASCO ES od společnosti Haberkorn (25).

Pro referencování se použije krajní polohu pojezdu, do které se celý modul za nízkého momentu a nízkou rychlostí posune. Servopohon se při dojetí do krajní polohy kvůli přetížení vypne, čímž se nastaví jeho nulová poloha. Toto referencování je potřeba udělat po jakémkoli zásahu do sestavy servopohon-spojka-trapézový šroub. Pokud nedojde k žádnému narušení pohonné sestavy, není zapotřebí referovat. Na základě těchto podmínek volím servopohon s odměřováním polohy a pamětí polohy. Servo si tyto parametry pamatuje i po odpojení od elektrické energie, je vybaven svou vlastní baterií.

Pracoviště je ukotvené k podlaze přes upevňovací patky. Celé pracoviště je stavitelné na stavitelných nohách. Díky nohám lze vyrovnat pracoviště do roviny a eliminovat tím nerovnosti podlahy.

Podpěra trapézového šroubu



Obr. 29. Pohon posuvného rámu

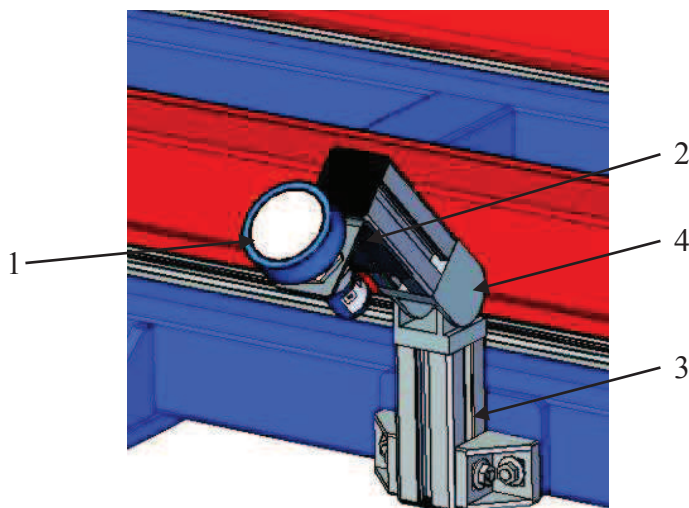
1. Podpírací lůžko šroubu 2. Pneumatický válec ADN 3. Stavitelný držák válce 4.

Trapézový šroub 5. Indukční snímač

Z důvodu dlouhé životnosti a dobré funkce trapézového šroubu jsem navrhnul mechanickou podpěru šroubu. Po konzultaci s dodavatelem je sice podpěra zbytečná, neboť odchylka přímosti zvoleného šroubu Tr 16x4 je 0,5 mm na 1000 mm. Délka mého šroubu je 2000 mm a celková odchylky je tedy 1mm, což podle dodavatele není nijak zásadní. Tuto podpěru jsem přesto zakomponoval do návrhu.

Podpěra trapézového šroubu se skládá z podpěrného lůžka, pneumatického válce s vedením řady ADN s vedením od firmy Festo a stavitelným držákem. Podpěrné lůžko je z kluzného z materiálu polyamid. Držák je připevněn ke svařovanému rámu pomocí šroubů v drážce. K vysunutí a zasunutí válce s podpěrou slouží dva indukční snímače, které při sepnutí dají signál válci ke sjetí lůžka, aby mohla projet matice šroubu. Po sepnutí druhého snímače je lůžko opět vráceno do podpírací polohy.

Měření průměru návinu



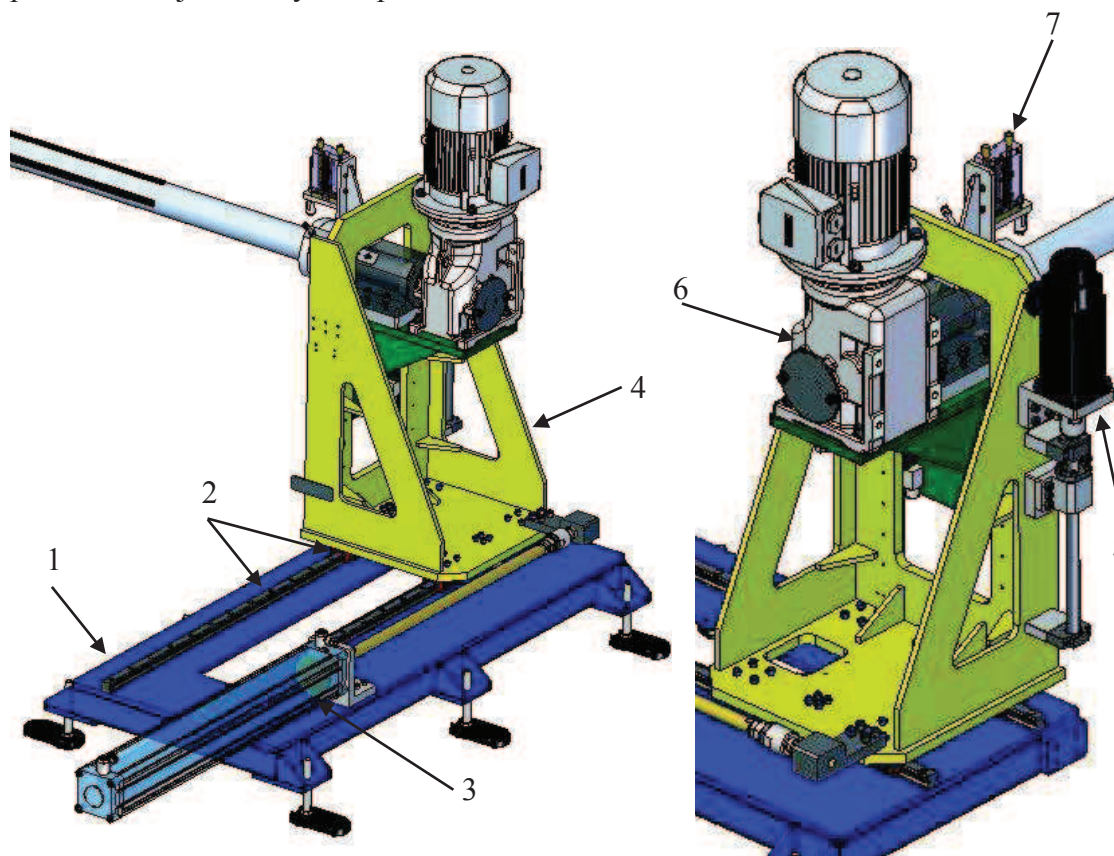
Obr. 30. Měření průměru návinu

1. Ultrazvukový snímač 2. Držák snímače 3. Hliníkový profil 4. Stavitelný kloub

Měření průměru návinu je možné měřit optickým, laserovým nebo ultrazvukovým externím snímačem. Po konzultaci s odborníky z firmy Sick, jsem došel k závěru, že ultrazvukový snímač bude nejvhodnější pro tuto aplikaci. Ultrazvukový snímač funguje na principu odražených vln od povrchu role. Po vyslání vln se měří čas, za který se vrátí vlny zpět. Z tohoto času se počítá vzdálenost snímače od povrchu role, s touto hodnotou je dopočítán průměr role. Výhodou tohoto řešení jsou relativně nízké náklady na údržbu, výstupem je lineární průměr role, měření je bezkontaktní. K určení průměru role není třeba, aby byla role v pohybu. Snímač je uchycen přes držák k hliníkovým profilům s nastavitelným kloubem. Systém profilu a kloubu nám usnadňuje nastavení polohy snímače.

3.2 Manipulátor pro role

Manipulátor je určen pro přesun role z lůžka nasunovací a sesunovací jednotky a zároveň nese pohon pro odvíjení a navíjení role. Manipulátor se skládá z hlavního rámu, pojezdových prvků, pohonných prvků, suportu, odvíjecí a navíjecí jednotky s pneumatickou hřídelí a plnicí vzduchové jednotky. Jednotlivé části stroje si probereme v jednotlivých kapitolách.



Obr. 31. Manipulátor pro role

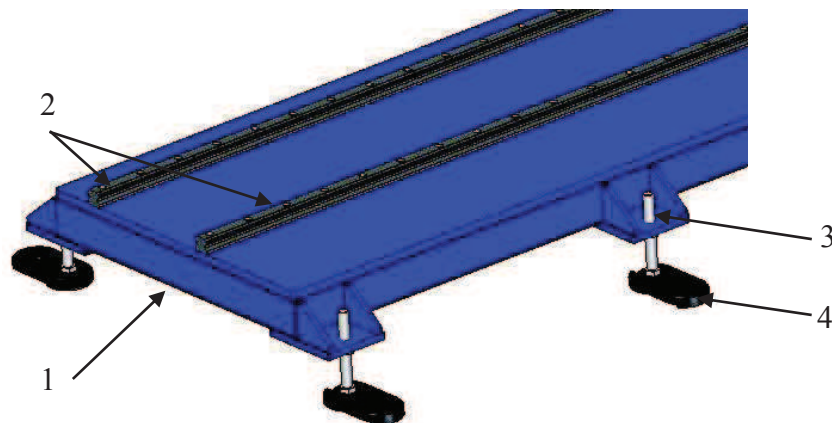
Obr. 32. Manipulátor pro role - detail

1. Hlavní rám 2. Lineární vedení (kolejnice, vozík) 3. Pneumatický válec Festo 4. Suport

5. Pohon svislého posuvu 6. Odvíjecí a navíjecí jednotka s pneumatickou hřídelí 7.

Plnicí vzduchová jednotka

Hlavní rám manipulátoru



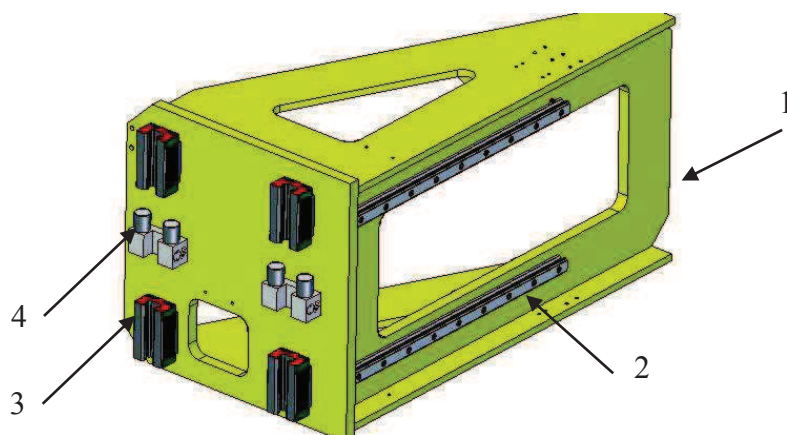
Obr. 33. Hlavní rám manipulátoru

1. Svařovaný rám z ocelových profilů 2. Lineární vedení - kolejnice 3. Stavitelné nohy 4. Kotvící patky

Hlavní rám manipulátoru slouží jako základ pro celý manipulátor. Z důvodu velkých dynamických sil, které budou na rám působit, musí být rám navržen s dostatečnou tuhostí. Na rám bude instalováno lineární vedení (kolejnice) od společnosti Hiwin. Rám je možné řešit dvěma způsoby, jednak vyrobit jako svařenec z ocelových uzavřených profilů a nebo jako smontovaný rám z hliníkových profilů těžké řady. Už v předchozí kapitole při návrhu základního pevného rámu jsem porovnával tyto dva způsoby. Podle výsledku hodnocení v tabulce č. 4 volím stejný způsob, a to svařenec z ocelových profilů. V základovém rámu jsou našroubovány stavitelné nohy pro vyrovnaní nerovností podlahy. Rám je ukotven k podlaze přes kotvící patky nohy.

Posuvný suport manipulátoru

Posuvný suport manipulátoru jsem navrhnul dvěma způsoby. První způsob je montovaný suport z hliníkových desek, které budou spojeny šrouby. Druhým způsobem je vyrobit suport jako svařenec z ocelových desek. Vytvořil jsem porovnávací tabulku pro tyto dvě varianty a na základě tohoto porovnání zvolím konečný způsob konstrukce suportu. Suport je dále vybaven lineárním vedením, jako jsou vozíky a kolejnice od společnosti Hiwin a jsou zde instalovány pneumatické brzdy, které zamezí pohybu v koncových polohách.



Obr. 34. Posuvný suport manipulátoru

1. Svařovaný rám z ocelových desek 2. Lineární vedení - kolejnice 3. Lineární vedení – vozíky 5. Pneumatické brzdy

SUPORT		
	Řešení 1	Řešení 2
	montovaný hliníkový rám	ocelový svařovaný rám
Cena konstrukce	2	3
Cena materiálu	2	5
Cena montáže - mechaniky	2	3
Tuhost a pevnost	2	5
SOUČET	8	17

Tabulka 6. Porovnání konstrukce suportu

Jako první parametr pro porovnání variant pro konstrukční řešení suportu jsem zvolil náklady na konstrukci. Náklady na konstrukci se liší podle složitosti, v našem případě je konstrukční práce trochu složitější u montovaného hliníkového provedení. Z tohoto důvodu hodnotím svařenec vyšším číslem. Druhým parametrem porovnání je cena nakupovaného materiálu. Cena nakupovaného materiálu na montovaný suport je vyšší, než cena nakupovaného materiálu na svařovaný ocelový suport. Proto při hodnocení má ocelový suport vyšší hodnotu. U dalšího kritéria, na složitost montáže, je svařenec opět hodnocen vyšším číslem, jelikož po svaření se obrobí část suportu pro uložení lineárního vedení a lakování. U montovaného suportu je zapotřebí několika hodin pro montáž celku.

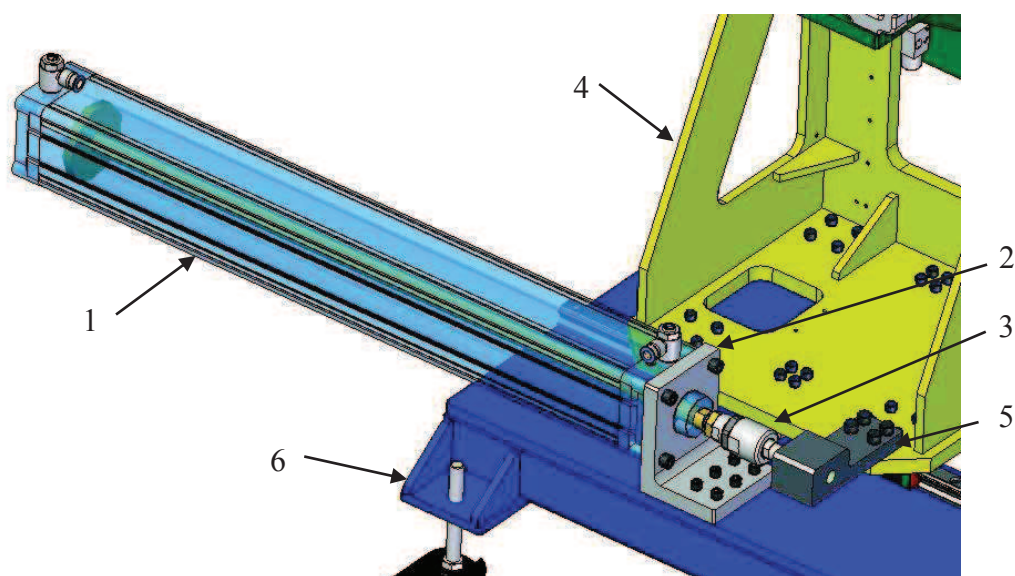
Nejdůležitějším požadavkem pro suport je tuhost. Ocelový svařovaný suport je tuhý a pro mou aplikaci vhodnější kvůli velkým dynamickým silám. Montovaný rám

bych mohl navrhnout jako stejně tuhý, ale z hlediska financí by byl ještě nákladnější. Tuhost je v mém případě potřeba pro správnou funkci a dlouhodobou spolehlivost stroje.

Jako konečnou variantu konstrukce volím svařovaný suport z ocelových desek, který obrobím na vybraných místech pro uložení lineárního vedení. Na závěr bude suport nalakován.

Vodorovný posuv suportu

Pro vodorovný posuv suportu po hlavním rámu jsem zvolil dvě varianty pohonu. První variantou je asynchronní elektrický pohon s trapézovým šroubem, druhou pneumatický válec. Obě varianty volím bez možnosti polohování, které nebude u této aplikace nutné. Suport je potřeba polohovat do dvou koncových poloh. Pro porovnání jsem vytvořil tabulku, kde porovnáím obě varianty vůči sobě.



Obr. 35. Vodorovný posuv suportu

- 1. Pneumatický válec 2. Držák pneumatického válce 3. Pružná spojka pístnice 4. Posuvný suport 5. Spojovací kostka 6. Hlavní rám manipulátoru*

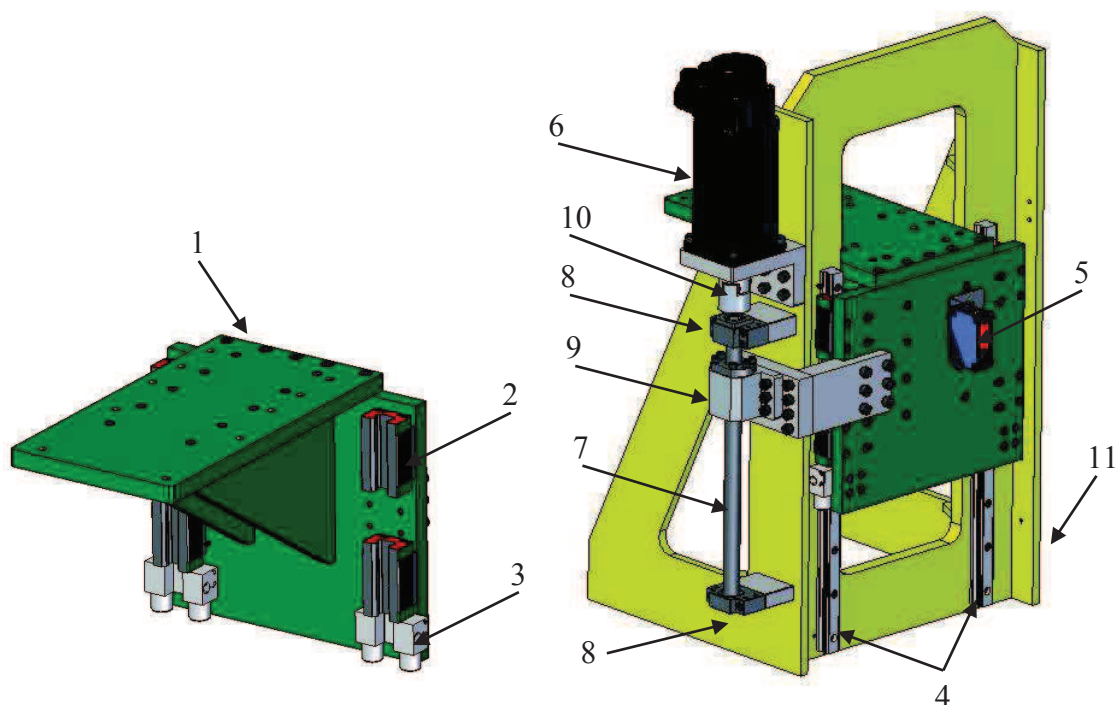
VODOROVNÝ POSUV		
	Řešení 1	Řešení 2
	asynchronní pohon + trapézový šroub	pneumatický válec
Cena konstrukce	1	3
Cena nákupu	1	4
Cena montáže - mechaniky	1	4
Cena montáže - elektro	2	2
Softwarová náročnost	2	3
Polohování	1	1
Plynulost chodu	3	3
<i>SOUČET</i>	11	20

Tabulka 7. Porovnání návrhu vodorovného posunu

Konstrukční práce na první variantě jsou vyšší než u druhé varianty s pneumatickým válcem. Proto je hodnocená lépe druhá varianta. Ceny nakupovaných komponentů jsou přijatelnější u druhé varianty, kdy stačí koupit pneumatický válec, pneumatický ventil a hadice pro vedení vzduchu. U první varianty je potřeba koupit elektropohon, pružnou spojku, trapézový šroub, uložení pro trapézový šroub, matici šroubu. Pokud bychom započítali i ceny vyráběných dílů, cena by se pro první variantu ještě znatelně navýšila. Při porovnání nákladů elektromontáže jsem došel k závěru, že náklady budou podobné, proto i hodnocení je stejné. U softwarové náročnosti je snazší druhá možnost s pneumatickým válcem, kde se bude pouze přepínat pneumatický ventil a hlídat dva koncové snímače. Řízení elektromotoru je složitější, proto v hodnocení dostalo nižší hodnocení. U zbývajících dvou kritérií jsem bodoval stejnou hodnotou pro obě varianty. Polohování není potřeba, proto ani jedna varianta tuto možnost nesplňuje. Plynulost chodu je nutné u obou variant nastavit a seřídít. To je důvod stejného bodového hodnocení.

Druhá varianta je přijatelnější i z pohledu údržby, kdy výměna válce nebo pružné spojky pístnice je snadnější, než výměna komponentů v soustavě trapézového šroubu s elektromotorem. V závislosti na hodnocení z tabulky a přihlédnutím dalším okolnostem jsem zvolil variantu s pneumatickým válcem

Svislý posuv na suportu



Obr. 36. Svislý posuv suportu servopohonem s kuličkovým šroubem

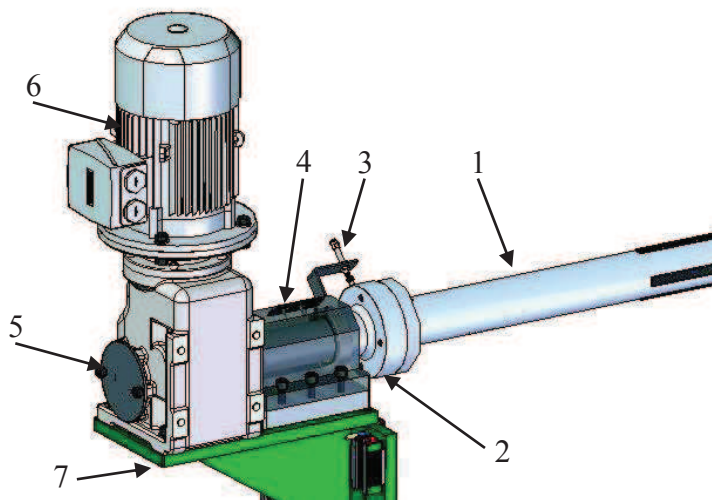
1. Nosná konzole 2. Lineární vedení – vozíky 3. Pneumatické brzdy Zimmer 4. Lineární vedení - kolejnice 5. Laserový senzor Sick 6. Servopohon Bosch-Rexroth 7. Kuličkový šroub 8. Uložení konců šroubu 9. Kuličkový domek s maticí 10. Bezvůlová spojka 11.

Posuvný suport

Svislý posuv na suportu je tvořen nosnou konzolí pro ložiskový domek, pneumatické hřídele, lineárního vedení a pohonnou jednotkou pro svislý posuv. Nosnou konzoli jsem navrhnul jako šroubovanou z hliníkových desek. V tomto případě není potřeba tuhosti jako u svařence, ale požaduji nízkou hmotnost, která byla i hlavním kritériem. Na konzoli je upevněno lineární vedení (vozíky) od společnosti Hiwin, které se budou pohybovat po lineárním vedení (kolejnicích) od společnosti Hiwin na posuvném suportu. Vedle vozíku jsou na nosné konzoli nainstalovány pneumatické brzdy od společnosti Zimmer. Dále je zde instalován laserový senzor od společnosti Sick, pro určování polohy pneumatické hřídele, kdy laser určuje střed role návinu. Posledním konstrukčním uzlem je pohon pro svislý posuv. Pro tento pohon jsem zvolil soustavu servopohonu Bosch s kuličkovým šroubem. Pomocí této soustavy jsem schopen přesného polohování ve svislé ose, které je potřeba pro nasouvání a sesouvání role z pneumatické hřídele. Přesnou polohu středu role určím laserovým snímačem proti odrazce. Snímač detekuje dvě hrany otvoru v roli a pomocí výpočtu určí střed otvoru,

do kterého bude vsunuta pneumatická hřídel. Díky servopohonu v kombinaci s kuličkovým šroubem může být tento střed v jakékoli výšce a do stroje může být vložena role s jakýmkoli průměrem.

Pohon s pneumatickou hřídelí



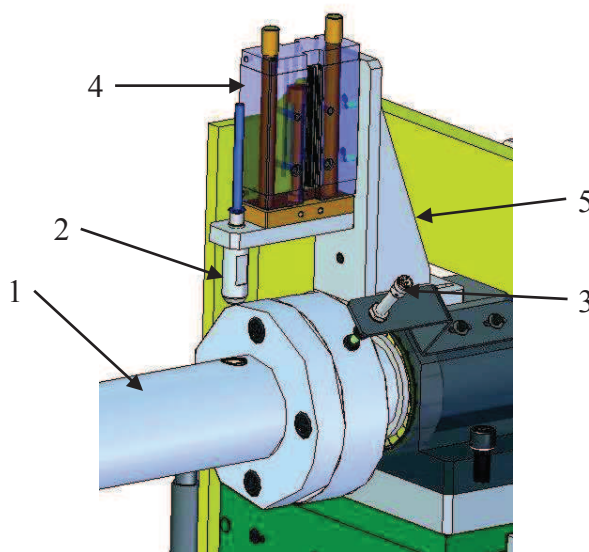
Obr. 37. Pohon s pneumatickou hřídelí

- 1. Pneumatická hřídel 2. Spojovací hřídel 3. Indukční snímač Balluff 4. Ložiskový domek s ložisky 5. Kuželočelní převodovka TOS Znojmo 6. Asynchronní motor Siemens 7. Konzole svislého pohybu*

Návrh pohonu s pneumatickou hřídelí jsem konzultoval se zástupcem firmy, která mi poskytla podklady pro tuto práci, ale nechce být zmiňována. Celá soustava se skládá z upínací pneumatické hřídele, propojovací hřídele mezi motorem a pneumatickou hřídelí, ložisek, ložiskového domku, asynchronního motoru s kuželočelní převodovkou a indukčního snímače Balluff pro správné natočení pneumatické hřídele. Pneumatická upínací hřídel je komerčně dostupný komponent. Hřídel jsem vytipoval podle vstupních parametrů se zástupcem firmy, která mi poskytla podklady. Na upínací hřídel navazuje hřídel, která přenáší moment z převodovky na upínací pneumatickou hřídel. Hřídel mezi motorem a upínací hřídelí je uložena v ložiscích a ložiskovém domku. Pro pohon jsem zvolil asynchronní pohon o výkonu 3kW od společnosti Siemens. Pohon je doplněn o kuželočelní převodovku od firmy TOS Znojmo. Elektropohon je doplněn o frekvenční měnič, který umožňuje lepší řízení pohonu. Celá sestava pohonu s pneumatickou hřídelí je umístěna na konzoli se svislým posuvem na suportu.

Plnicí vzduchová jednotka

Plnicí vzduchová jednotka slouží k automatickému naplnění pneumatické hřídele vzduchem. Jednotka je tvořena pneumatickým válcem s vedením řady DFM od firmy Festo. Na válce je přes montážní desku uchycen nafukovací náustek, který sjede do otvoru na pneumatické hřídeli. Přes náustek je napuštěn vzduch do pneumatické hřídele, která se vzduchem rozevře a upne roli s návinem. Přesného natočení pneumatické hřídele do plnicí pozice je dosaženo indukčním snímačem Balluff.

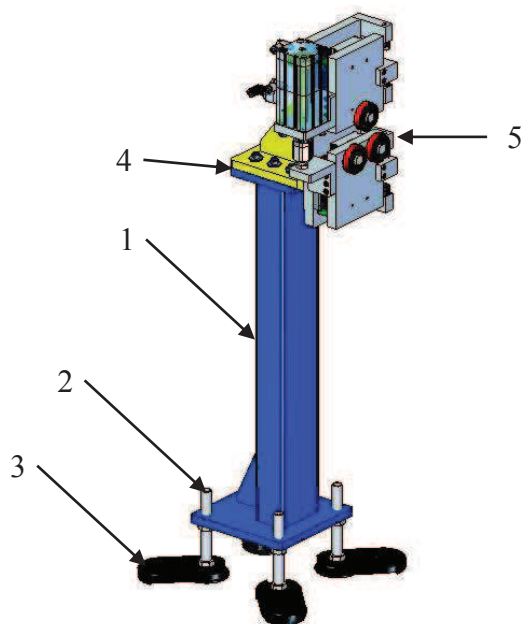


Obr. 38. Plnicí vzduchová jednotka

1. Pneumatická hřídel 2. Plnicí náustek 3. Indukční snímač Balluff 4. Pneumatický válec řady DFM firmy Festo 5. Konzola válce

3.3 Podpěrná stojna hřídele

Podpěrná stojna hřídele slouží k zajištění konce pneumatické hřídele proti nepříznivým vibracím při odvíjecím a navíjecím procesu. Jednotka je tvořena ze svařované stojny, která stojí na stavitelných nohách. Stavitelné nohy jsou vhodné pro vyrovnání nerovností podlahy. Stojna je ukotvena pevně k podlaze přes kotvící patky. Pro samotné uchycení konce pneumatické hřídele jsem navrhnul svírací mechanismus s ložisky, který je uchycen ke stejné přes upevňovací konzoli.

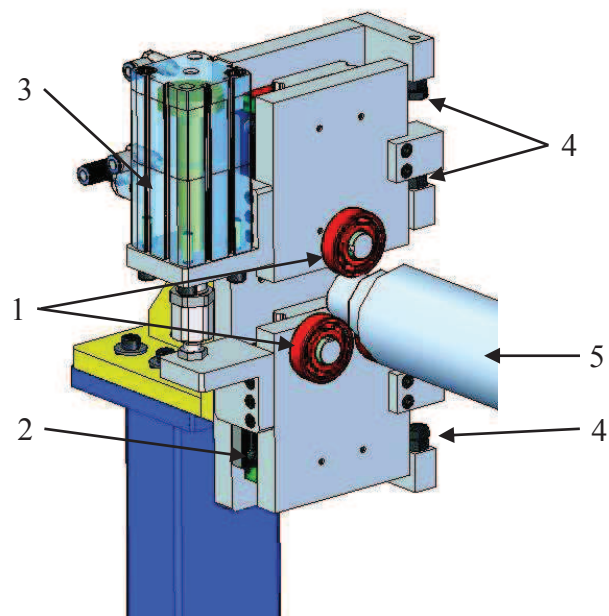


Obr. 39. Podpěrná stojna hřídele

1. Svařovaná stojna 2. Stavitelné nohy 3. Kotvící patky 4. Upevňovací konzole 5. Svírací mechanismus

Svírací mechanismus

Svírací mechanismus je složen z ložisek, lineárního vedení, pneumatického válce a několika vyráběných dílců. Pomocí pneumatického válce a lineárního vedení jsou ložiska pohyblivá. Při vysunutí pístnice válce se od sebe soustava ložisek oddálí a je možná manipulace s rolí. Při požadavku na odvíjení nebo navíjení je hřídel s rolí umístěna do dané pozice mezi ložiska. Sevřením válce jsou ložiska přitlačena k hřídeli, tím je konec pneumatické hřídele uzamčen a je zamezeno nepříznivým vibracím. Pneumatický válec je vybaven brzdou, která uzamkne pístnici proti pohybu. Této funkce využijeme právě při sevřeném stavu válce. Ložiska jsou vedena po lineárním vedení WEW od firmy Hiwin, které se vyznačuje velkou tuhostí a přesností. Koncové polohy válce jsou řešeny dorazy, které jsou nastavitelné šrouby s jemným stoupáním.

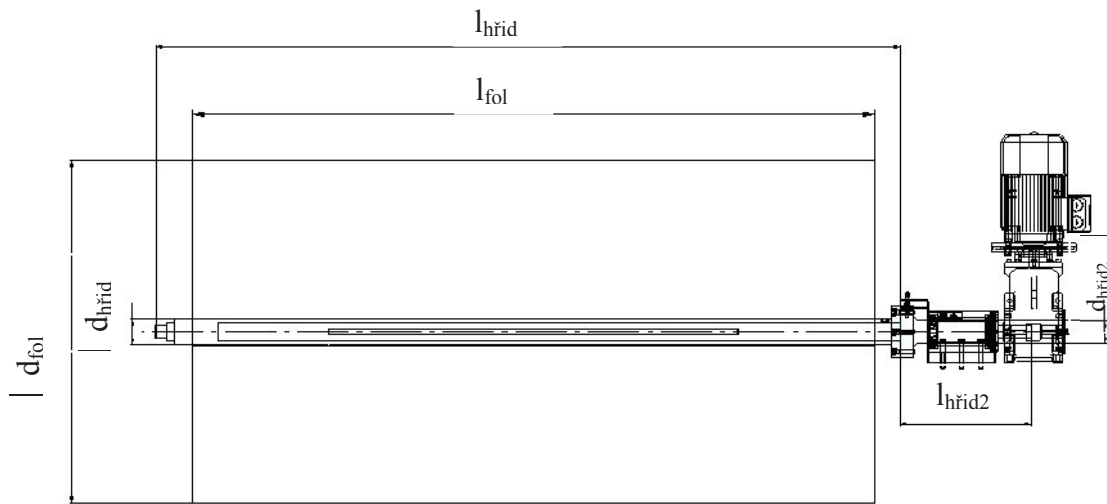


Obr. 40. Svírací mechanismus hřídele

1. Ložiska 2. Lineární vedení WEW 3. Pneumatický válec Festo 4. Stavitelné dorazové šrouby 5. Pneumatická hřídel

4. Výpočty

4.1 Výpočet pohonu pro odvíjení a navíjení



Obr. 41. Schéma pohonné soustavy pro odvíjení a navíjení

- Moment setrvačnosti válce s fólií

$$m_{\text{fol}} = 120 \text{ kg}$$

$$d_{\text{fol}} = 1000 \text{ mm}$$

$$l_{\text{fol}} = 2000 \text{ mm}$$

$$J_{\text{fol}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{1}{2} \cdot 120 \cdot 0,5^2 = \underline{15 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

- Moment setrvačnosti pneumatické hřídele

$$m_{\text{hřid.}} = 40 \text{ kg}$$

$$d_{\text{hřid.}} = 76 \text{ mm}$$

$$l_{\text{hřid.}} = 2100 \text{ mm}$$

$$J_{\text{hřid.}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{1}{2} \cdot 40 \cdot 0,038^2 = \underline{0,029 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

- Moment setrvačnosti pohonné hřídele

$$m_{\text{hřid.2}} = 10 \text{ kg}$$

$$d_{\text{hřid.2}} = 80 \text{ mm}$$

$$l_{\text{hřid.2}} = 230 \text{ mm}$$

$$J_{hřid.} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 0,04^2 = \underline{0,008 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

- Celkový moment setrvačnosti odvíjecí sestavy

$$J_{CEL \text{ odvijec}} = J_{fol} + J_{hřid.} + J_{hřid.2} = 15 + 0,029 + 0,008 = \underline{15,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

- Pohybová rovnice odvíjecí sestavy

$$M_{K \text{ odvijec}} = J_{CEL \text{ odvijec}} \cdot \varepsilon = 15,03 \cdot 12,6 = \underline{190 \text{ Nm}}$$

$$\Delta t = 1 \text{ s}$$

$$\omega_0 = 0$$

$$\omega = 120 \text{ ot/min} \rightarrow 2 \text{ ot/s} \rightarrow 4\pi \text{ rad/s} = 12,6 \text{ rad/s}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta \varepsilon}{\Delta t} = \frac{12,6}{1} = \underline{12,9 \text{ rad/s}^2}$$

- Požadovaný krouticí moment elektropřevodovky

$$i_{př} = 1$$

- volený převodový poměr

$$M_{K \text{ PŘEV}} = \frac{M_k}{i_{př}} = \frac{190}{1} = \underline{190 \text{ Nm}}$$

- Požadované otáčky elektropřevodovky

$$n_{odvijec} = 120 \text{ ot/min}$$

$$n_{PŘEVOD} = n_{odvijec} \cdot i_{př} = 120 \cdot 1 = \underline{120 \text{ ot/min}}$$

- Požadovaný výkon elektropohonu

$$P_{ELEKTR} = 2 \cdot \pi \cdot n_{PŘEVOD} \cdot M_{k \text{ PŘEVOD}} \cdot \frac{1}{\eta_{PŘ}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{120}{60} \cdot 190 \cdot \frac{1}{0,98} = \underline{2652 \text{ W}}$$

$$P_{ELEKTR} = \underline{2,7 \text{ kW}}$$

Volím elektropohon **Siemens 1LA7 107-4AA**

$$P_{motor} = 3 \text{ kW}$$

- jmenovitý výkon motoru

$$n_{motor} = 1420 \text{ ot/min}$$

- otáčky motoru

$$\dot{i}_{\text{motor}} = 2,7$$

- poměrný záběrový moment motoru

$$M_{j_{\text{motor}}} = 20,2 \text{ Nm}$$

- jmenovitý moment motoru

$$\eta_{\text{převod}} = 0,9$$

- účinnost převodovky

- Skutečný maximální výstupní moment při záběru motoru

$$M_{K\,MOTOR\,MAX.} = M_{j_{motor}} \cdot i_{motor} \cdot \frac{n_{motor}}{n_{odviječ}} \cdot \eta_{převod} =$$

$$= 20,2 \cdot 2,7 \cdot \frac{1420}{120} \cdot 0,9 = \underline{\underline{580,5 \text{ Nm}}}$$

Volím kuželočelní převodovku **KTM 43153** od firmy TOS Znojmo.

$$i_{\text{převod skut.}} = 7,9$$

- převodový poměr převodovky

- Skutečný maximální výstupní moment při záběru převodovky

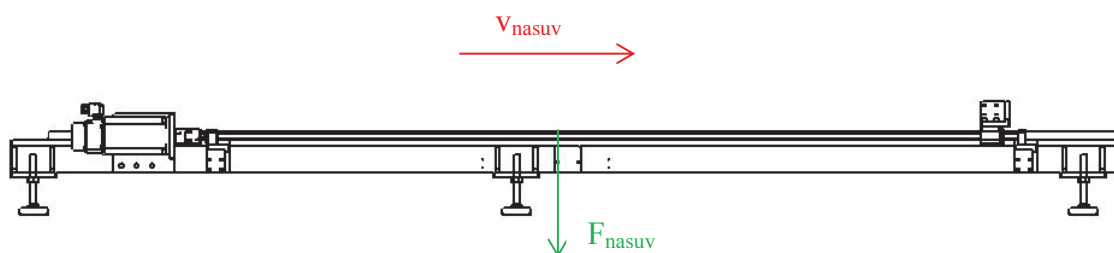
$$M_{K \text{ PŘEVOD MAX.}} = Mj_{motor} \cdot i_{motor} \cdot i_{převod \text{ skut.}} \cdot \eta_{převod} =$$

$$= 20,2 \cdot 2,7 \cdot 7,9 \cdot 0,9 = 387,8 \text{ Nm}$$

- Skutečné otáčky na výstupu převodovky

$$n_{PŘEVOD\ SKUT.} = \frac{n_{motor}}{i_{převod.skut.}} = \frac{1420}{7,9} = \underline{\underline{180\ ot/min}}$$

4.2 Výpočet trapézového šroubu a pohonu pro nasunování role



Obr. 42. Schéma pohonné soustavy pro násuvu

$$m_{\text{nasuv}} = 300 \text{ kg}$$

- hmotnost nasouvací části s rolí

$$F_{\text{nasuv}} = 3000 \text{ N}$$

- zatížení šroubu nasouvací částí

$$V_{\text{nasuv}} = 0,2 \text{ m/s}$$

- rychlost nasouvání role

Návrh trapézového šroubu

$R_e = 500 \text{ MPa}$, $R_m = 700 \text{ MPa}$

- vlastnosti materiálu šroubu

$k_s = 10$

- součinitel bezpečnosti (volím)

- Dovolené napětí ve šroubu

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{500}{10} = \underline{50 \text{ MPa}}$$

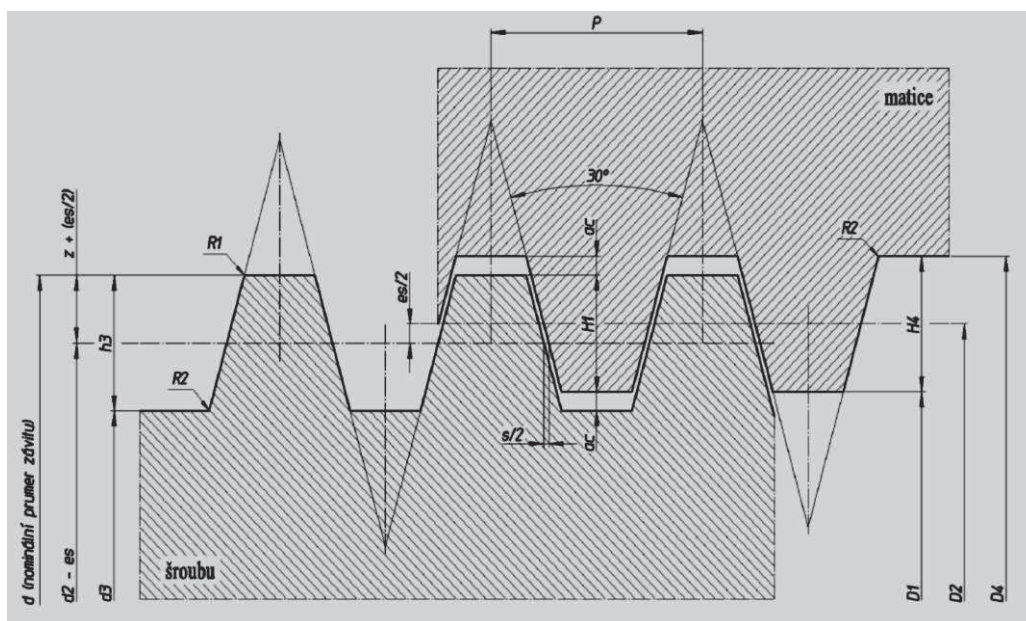
$\beta_k = 1,4$

- součinitel pro vliv smykového napětí

- Výpočet průměru jádra šroubu

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{nasuv} \cdot \beta_k}{\pi \cdot \sigma_{DOV}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3000 \cdot 1,4}{\pi \cdot 50}} = \underline{10,35 \text{ mm}}$$

Volím trapézový šroub Tr 14x4 od společnosti T.E.A. Technic. Přímost trapézového šroubu je 0,5/1000 mm.



Obr. 43. Trapézový šroub(26)

$d_{\text{TRAP}} = 14 \text{ mm}$

- nominální průměr šroubu

$d_{2 \text{ TRAP}} = 12,4 \text{ mm}$

- střední průměr šroubu

$d_{3 \text{ TRAP}} = 10,5 \text{ mm}$

- vnitřní průměr šroubu

$$\gamma = 6^{\circ}03'$$

- úhel šroubovice

$$\eta_{TRAP} = 0,5$$

- účinnost

$$F_{MAX} = 5000 \text{ N}$$

- maximální zatížení

$$P_{TRAP} = 4$$

- stoupání šroubu

- Úhel tření v drážce

$$f_{zTRAP} = 0,12$$

- součinitel tření v závitu

$$\beta_{TRAP} = 30^{\circ}$$

- vrcholový úhel závitu

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\beta_{TRAP}}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{0,12}{\cos \frac{30}{2}}\right) = \underline{6^{\circ}41'}$$

$\varphi' > \gamma \rightarrow$ závit je samosvorný

- Moment tření šroubu v závitu

$$M_z = \frac{1}{2} \cdot d_{2TRAP} \cdot F_{nasuv} \cdot tg(\gamma + \varphi') = \frac{1}{2} \cdot 0,0124 \cdot 3000 \cdot tg(6^{\circ}03' + 6^{\circ}41') =$$

$$= \underline{4,26 Nm}$$

- Smykové napětí na šroubu

$$\tau = \frac{16 \cdot M_z}{\pi \cdot d_{3TRAP}^3} = \frac{16 \cdot 4260}{\pi \cdot 10,5^3} = \underline{18,75 \text{ MPa}}$$

- Tahové napětí ve šroubu

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_{nasuv}}{\pi \cdot d_{3TRAP}^2} = \frac{4 \cdot 3000}{\pi \cdot 10,5^2} = \underline{34,67 \text{ MPa}}$$

- Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau} = \sqrt{34,67^2 + 4 \cdot 18,75^2} = \underline{51 \text{ MPa}}$$

- Kontrola bezpečnosti vůči mezi kluzu

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{500}{51} = \underline{9,8}$$

$$k_{\min} = 1,5$$

$$k_s > k_{\min} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

- Výška matice šroubu

$$h = \frac{F_{nasuv}}{\frac{1}{P_{TRAP}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot P_{dov}} = \frac{3000}{\frac{1}{4} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (14^2 - 10^2) \cdot 15} = \underline{10,6 \text{ mm}}$$

$$P_{dov} = 15 \text{ MPa}$$

- dovolený tlak mezi šroubem
z oceli a bronzovou maticí

Volím matici HDL 14AR s výškou 42 mm.

Návrh pohonu

- Výpočet hnacího kroutícího momentu

$$M_{k \text{ nasuv}} = \frac{F_{nasuv} \cdot P_{TRAP}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{TRAP}} = \frac{3000 \cdot 4}{2000 \cdot \pi \cdot 0,5} = \underline{3,75 \text{ Nm}}$$

- Výpočet nominálních otáček

$$n_{TRAP} = \frac{v_{nasuv} \cdot 1000 \cdot 60}{P_{TRAP}} = \frac{0,2 \cdot 1000 \cdot 60}{4} = \underline{3000 \text{ ot/min}}$$

- Výpočet výkonu servopohonu

$$P_{nasuv} = \frac{M_{k \text{ nasuv}} \cdot 2 \cdot n_{TRAP} \cdot \pi}{P_{TRAP}} = \frac{3,75 \cdot 2 \cdot 3000 \cdot \pi}{4} = \underline{1177,5 \text{ W}}$$

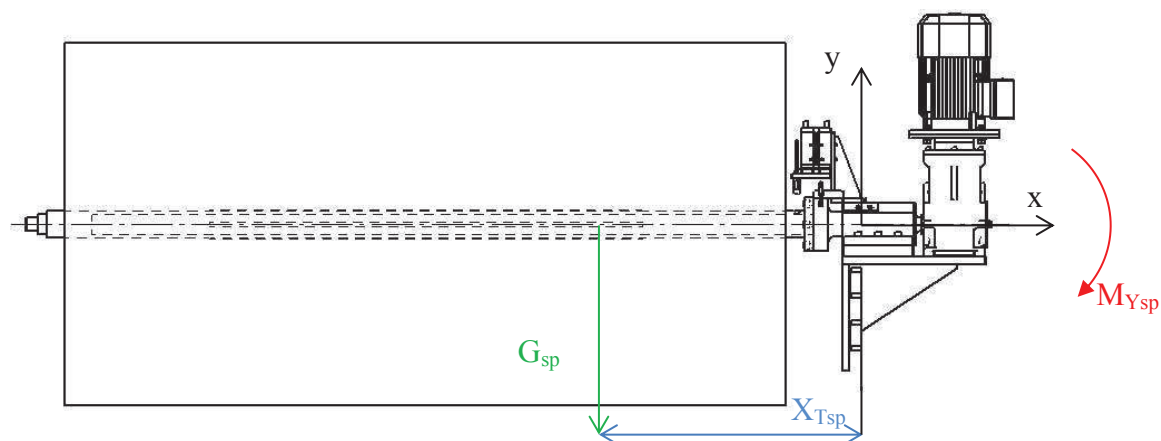
Dle výpočtu volím trapézový šroub Tr 14x4 od firmy T.E.A. Technic. Pro trapézový šroub volím uložení u servopohonu pevné radioaxiální ložisko BK10 od společnosti Hiwin, pro druhý konec trapézového šroubu volím volné uložení v radiálním ložisku BF10 od společnosti Hiwin.

Na základě vypočteného kroutícího momentu a výkonu jsem zvolil servopohon od společnosti Bosch-rexroth, a to IndraDyn S MSK 050C-0300-XXXX-NN-X2-UPX-XNNN. Pohoj jsem volil s nejbližším bližším výkonem. Přesné typové označení pohonu je nutné konzultovat s elektroprojektantem a programátorem.

4.3 Návrh velikosti lineárního vedení přesuvu role

Na celém zařízení je nainstalováno více řad a velikostí lineárního vedení od společnosti Hiwin.

Svislý posuv na suportu



Obr. 44. Schéma návrhu lineárního vedení svislého posuvu

$m_{sp} = 278 \text{ kg}$ - maximální hmotnost pro svislý posuv

$g = 9,808 \text{ m.s}^{-2}$ - tíhové zrychlení

$k_r = 1,5$ - volená bezpečnost

$X_{Tsp} = 535 \text{ mm}$ - vzdálenost působení tíhy od počátku

- Momentová rovnice rovnováhy

$$G_{sp} \cdot X_{Tsp} - M_{ysp} = 0$$

- Statický moment v ose y

$$M_{ysp} = G_{sp} \cdot X_{Tsp} = 278 \cdot 9,808 \cdot 0,535 = \underline{1458 \text{ Nm}}$$

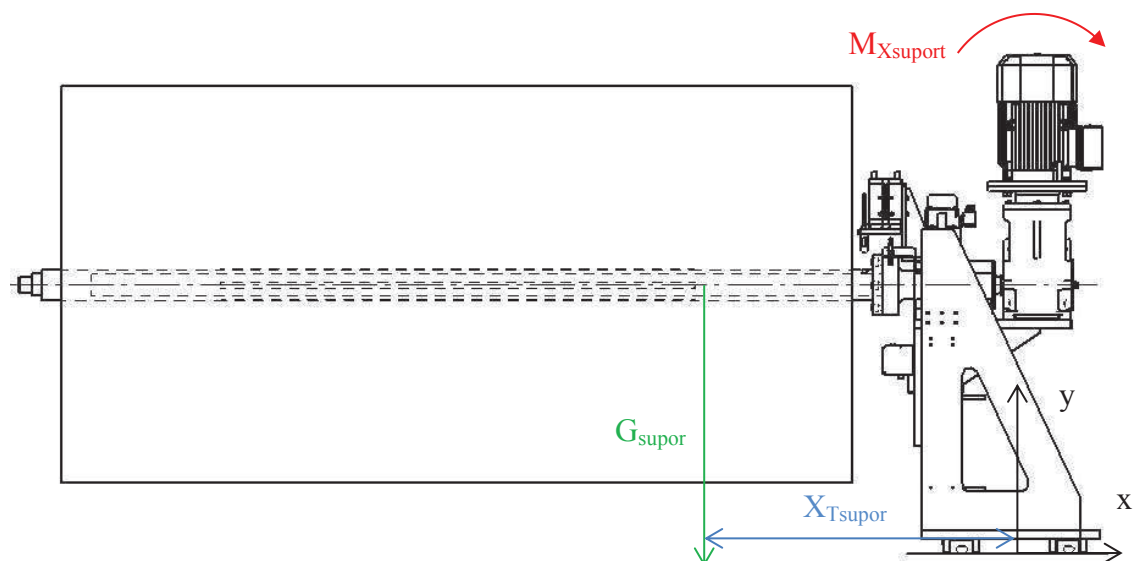
- Výsledný statický moment na jeden vozík

$P_v = 4$ - počet vozíků

$$M_{Vyps} = \frac{M_{ysp}}{p_v} = \frac{1458}{4} = \underline{364,5 \text{ Nm}}$$

Na základě výpočtu volím lineární vedení řady 25. Lineární vozík volím HGH 25CA, který má maximální moment $M_y = 510 \text{ Nm}$.

Vodorovný posuv pro přesun role



Obr. 45. Schéma návrhu lineárního vedení suportu

$$m_{\text{suport}} = 402 \text{ kg}$$

- maximální hmotnost přesuvného suportu

$$g = 9,808 \text{ m.s}^{-2}$$

- tíhové zrychlení

$$k_f = 1,5$$

- volená bezpečnost

$$X_{T\text{suport}} = 621 \text{ mm}$$

- vzdálenost působení tíhy od počátku

- Momentová rovnice rovnováhy

$$G_{\text{suport}} \cdot X_{T\text{suport}} - M_{X\text{suport}} = 0$$

- Statistický moment v ose y

$$M_{X\text{suport}} = G_{\text{suport}} \cdot X_{T\text{suport}} = 402 \cdot 9,808 \cdot 0,621 = \underline{2448,5 \text{ Nm}}$$

- Výsledný statický moment na jeden vozík

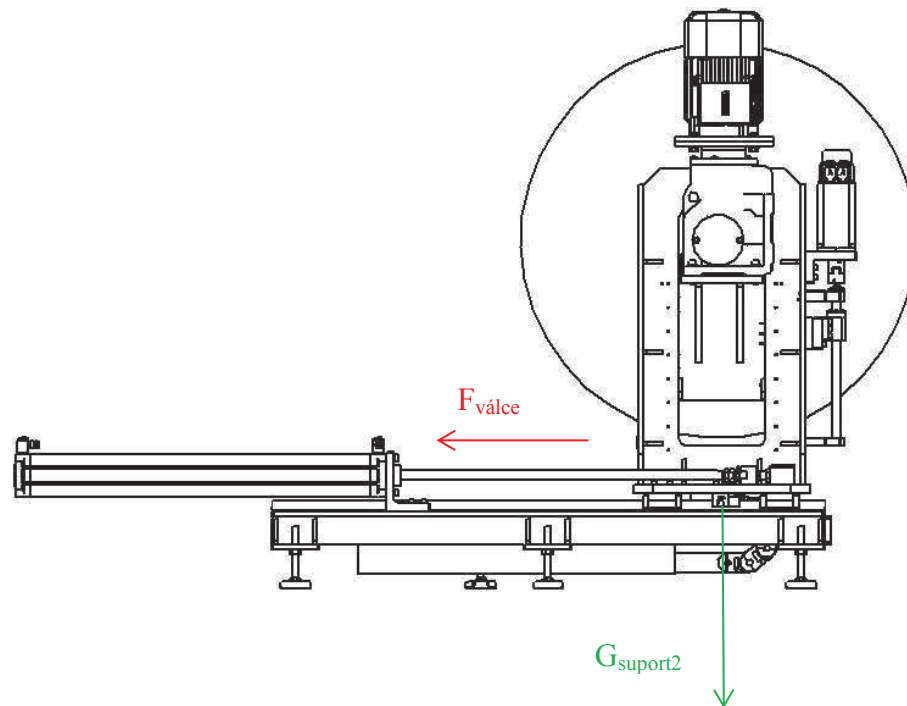
$$P_{\text{vsup}} = 4$$

- počet vozíků na suportu

$$M_{V\text{xps}} = \frac{M_{X\text{sp}}}{p_{\text{vsup}}} = \frac{2448,5}{4} = \underline{612,125 \text{ Nm}}$$

Podle výpočtu jsem zvolil vozíky velikosti 30, kdy maximální statický moment vozíku $M_x = 1060 \text{ Nm}$. Vozíky HGH 30CA mají dostatečnou rezervu, což zaručuje jejich dlouhou živost a nebudou trpět předčasným opotřebením.

4.4 Návrh velikosti válce pro přesuv role



Obr. 46. Schéma návrhu velikosti válce pro přesuv suportu

$m_{\text{suport}} = 402 \text{ kg}$ - maximální hmotnost přesuvného suportu

$g = 9,808 \text{ m.s}^{-2}$ - tíhové zrychlení

- Tíhová síla přesuvného suportu

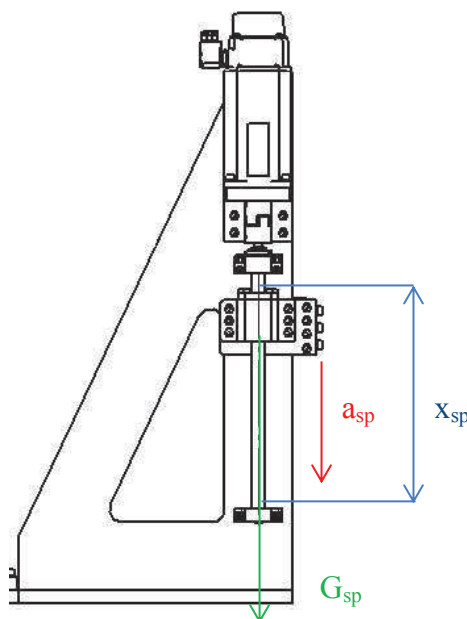
$$G_{\text{suport2}} = m_{\text{suport}} \cdot g = 402 \cdot 9,808 = \underline{3942,8 \text{ N}}$$

Volím válec DNC-100 se sílu 4418 N.

$$F_{\text{válec}} \geq G_{\text{suport2}} \rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

Dle výpočtu volím pneumatický válec, který dokáže vyvinout sílu vyšší jak 3942,8 N. Tento požadavek splňuje pneumatický válec o velikosti pístnice $d = 100 \text{ mm}$, který vyvodí maximální sílu při 6 barech $F_{\text{válec}} = 4418 \text{ N}$. Podle potřebného přesunu suportu volím zdvih pneumatického válce 800mm. Pneumatický válec jsem zvolil rady DNC-100-800-PPV-A-P od firmy Festo.

4.5 Výpočet kuličkového šroubu a pohonu pro svislý posuv na suportu



Obr. 47. Schéma návrhu velikosti válce pro přesuv suportu

$$m_{sp} = 278 \text{ kg}$$

- maximální hmotnost pro svislý posuv

$$g = 9,808 \text{ m.s}^{-2}$$

- tíhové zrychlení

$$k_{sp} = 4$$

- volená bezpečnost

$$a_{sp} = 1 \text{ m.s}^{-2}$$

- zrychlení svislého posuvu

$$v_{sp} = 0,1 \text{ m.s}^{-2}$$

- maximální rychlost svislého posuvu

$$f_t = 0,1$$

- součinitel tření šroubu a matice

$$x_{sp} = 350 \text{ mm}$$

- maximální délka zdvihu

$$f_{ul} = 2$$

- koeficient uložení kuličkového šroubu

$$\eta_{kš} = 0,88$$

- účinnost kuličkového šroubu

$$E_{kš} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

- modul pružnosti kuličkového šroubu

Návrh kuličkového šroubu

- Působící dynamická síla na šroub

$$F_d = m_{sp} \cdot a_{sp} = 278 \cdot 1 = \underline{278 \text{ N}}$$

- Působící gravitační síla na šroub

$$G_{sp} = m_{sp} \cdot g = 278 \cdot 9,808 = \underline{2726,6 \text{ N}}$$

- Působící třecí síla na kuličkový šroub

$$F_{Tsp} = \frac{G_{sp}}{f_t} = \frac{2726,6}{0,1} = \underline{27266,3 \text{ N}}$$

- Celková působící síla na kuličkový šroub

$$F_{Sp} = F_d + F_{Tsp} = 278 + 27266,3 = \underline{27544,3 \text{ N}}$$

- Minimální střední průměr kuličkového šroubu

$$d_k = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot x_{sp}^2 \cdot k_{sp} \cdot F_{Sp}}{\pi^3 \cdot f_{ul} \cdot E_{kš}}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 350^2 \cdot 4 \cdot 27544,3}{\pi^3 \cdot 2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = \underline{16,05 \text{ mm}}$$

Označení	Velikost závitu d _h x P	d _h	D _{g0}	D ₁	D ₂	D ₃	(Heavy)	L	L ₁	L ₂	L ₃	S	B	d _k	f _s	L _{max} (N)
R12-05K4-FSCDIN	12x5	11.7	24	40	32	4.5	0	33	8	8	4	M3	26	9.9	•	5500
R12-10K3-FSCDIN	12x10	11.8	24	40	32	4.5	0	43	8	8	4	M3	26	9.6	•	5100
R15-05K4-FSCDIN	15x5	13.8	28	48	38	5.5	1	38	10	10	5	M6	40	11.8	•	12600
R16-05K3-FSCDIN	16x5	15.5	28	48	38	5.5	1	40	10	10	5	M6	40	12.9	•	7320
R16-10K3-FSCDIN	16x10	14.6	28	48	38	5.5	1	45	10	10	5	M6	40	12.5	•	9100
R16-16K3-FSCDIN	16x16	14.4	28	48	38	5.5	1	61	12	20	6	M6	40	13.0	•	9100
R16-20K3-FSCDIN	16x20	13.9	28	48	38	5.5	1	56	10	10	5	M6	40	11.8	•	5200
R20-05K4-FSCDIN	20x5	19.5	36	58	47	6.6	1	40	10	10	5	M6	44	16.9	•	13400
R20-10K3-FSCDIN	20x10	19.3	36	58	47	6.6	1	48	10	10	5	M6	44	16.6	•	10000
R20-20K2-FSCDIN	20x20	19.5	36	58	47	6.6	1	57	10	10	5	M6	44	17.1	•	6800
R20-20K4-DFSCDIN	20x20	19.5	36	58	47	6.6	1	57	10	10	5	M6	44	17.1	•	12300
R25-05K4-FSCDIN	25x5	24.9	40	62	51	6.6	1	43	10	12	5	M6	48	22.3	•	14900
R25-10K4-FSCDIN	25x10	24.4	40	62	51	6.6	1	61	10	16	5	M6	48	21.8	•	15900
R25-25K2-FSCDIN	25x25	24.7	40	62	51	6.6	1	70	10	16	5	M6	48	22.1	•	7500
R25-25K4-DFSCDIN	25x25	24.7	40	62	51	6.6	1	70	10	16	5	M6	48	22.1	•	13500
R32-05K6-FSCDIN	32x5	31.7	50	80	65	9.0	1	48	12	12	6	M6	62	29.1	•	23900
R32-10K5-FSCDIN	32x10	31.8	50	80	65	9.0	1	77	12	16	6	M6	62	28.6	•	31500
R32-20K3-FSCDIN	32x20	31.8	50	80	65	9.0	1	88	12	16	7	M6	62	28.6	•	17000

Obr. 48. Katalogový listr kuličkových šroubů firmy Hiwin (28)

Na základě výpočtu středního průměru kuličkového šroubu volím kuličkový šroub od společnosti Hiwin s označením R20-10K3-FSCDIN.

Maximální otáčky kuličkového šroubu

- kritické otáčky kuličkového šroubu

$$n_{kr} = f_u \cdot \frac{d_{k\ skut}}{x_{sp}^2} 10^8 = 2 \cdot \frac{16,6}{350^2} \cdot 10^8 = \underline{27102,04\ min^{-1}}$$

- maximální otáčky kuličkového šroubu

$$n_{max} = n_{kr} \cdot 0,8 = 27102,04 \cdot 0,8 = \underline{21681,63\ min^{-1}}$$

Životnost kuličkového šroubu

- nominální otáčky kuličkového šroubu

$$n_{nomin} = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{P_{kš}} = \frac{0,1 \cdot 1000 \cdot 60}{10} \underline{600\ min^{-1}}$$

$$P_{kš} = 10\ mm$$

- stoupání kuličkového šroubu

- životnost kuličkového šroubu

$$L_{kš} = \left(\frac{C_{dyn}}{G_{sp}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{10000}{2726,6} \right)^3 \cdot 10^6 = \underline{49332793,56\ ot}$$

- životnost kuličkového šroubu v provozních hodinách

$$L_{Hkš} = \frac{L_{kš}}{n_{nomin} \cdot 60} = \frac{49332793,56}{600 \cdot 60} = \underline{1370,36\ hodin}$$

Výpočet pohonu kuličkového šroubu

- hnací kroutící moment

$$M_{k\ sp} = \frac{G_{sp} \cdot P_{kš}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{kš}} = \frac{2726,6 \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = \underline{4,94\ Nm}$$

- Výpočet výkonu servopohonu

$$P_{sp} = \frac{M_{k\ sp} \cdot 2 \cdot n_{nomin} \cdot \pi}{P_{kš}} = \frac{4,94 \cdot 2 \cdot 600 \cdot \pi}{410} = \underline{1861,4\ W}$$

Dle výpočtu volím kuličkový šroub R20-10K3-FSCDIN od firmy Hiwin. Pro kuličkový šroub volím uložení u servopohonu pevné radioaxiální ložisko BK15 od společnosti Hiwin, pro druhý konec trapézového šroubu volím volné uložení v radiálním ložisku BF15 od společnosti Hiwin.

Na základě vypočteného krouticího momentu a výkonu jsem zvolil servopohon od společnosti Bosch-rexroth, a to IndraDyn S MSK 050C-0300-XXXX-NN-X2-UPX-XNNN. Pohoj jsem volil s nejbližším dostupným výkonem. Přesné typové označení pohonu je nutné konzultovat s elektroprojektantem a programátorem. Tento servopohon jsem již použil jednou, pro údržbu to znamená výhodu, že budou držet jen jeden typ pohonu skladem.

5. Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo vypracovat návrh konstrukčního řešení navíjecího a odvíjecího zařízení na fólii.

V úvodní části práce jsem provedl rešerše na téma odvíjecích strojů, navíjecích strojů a také jsem se zaměřil na použité komponenty v těchto strojích. Během této práce jsem využil své doposud nabyté zkušenosti, které v oboru konstruování mám.

Do navrženého zařízení pro odvíjení a navíjení fólie je instalováno mnoho nakupovaných komponentů od různých dodavatelů s různým technickým využitím. Mezi nejvíce zastoupené dodavatele patří firma Festo, která dodává pneumatické komponenty, firma Hiwin s lineárním profilovým vedením, Bosch-Rexroth se servopohy, různá čidla a snímače od firmy Balluff a Sick a další komponenty od firem Haberkorn, Matis, T.E.A. Technik a dalších. Při konstruování jsem bral v potaz funkčnost a dlouhou životnost stroje, s ohledem na tyto kritéria jsem musel několikrát návrh upravovat. Celé zařízení je navrženo podle ověřených pravidel bezpečnosti práce.

Během konstrukce jsem narazil na některé problémy a musel jsem hledat tu nejvhodnější variantu tak, aby celé zařízení odvíjecího a navíjecího zařízení bylo na co nejvyšší úrovni. Odvíjecí a navíjecí zařízení je navrženo jako rozšiřující jednotka k řezacím strojům, dělicím strojům, převíjecím a dalším strojům. Celé zařízení se skládá z nasunovací a sesunovací jednotky, manipulátoru s rolí a podpěrné stojny hřídele. Zařízení je obestavěno bezpečnostním plotem se vstupem pro obsluhu a posuvnými dveřmi pro manipulaci s rolemi. Oplocení je otevřeno v prostoru pro napojení k jinému stroji.

Během konstrukčního návrhu celého odvíjecího a navíjecího zařízení jsem se rozhodoval ze dvou konceptů. Koncepty se lišily v manipulaci s rolí z nasunovací a sesunovací jednotky k pozici odvíjení a navíjení role. První koncept zařízení jsem navrhnul se sklopnými rameny, kdy se ramena sklopí pro nasunutí role na pneumatickou hřídel. Druhý koncept jsem navrhnul jako jednoduchý dvouosý manipulátor. Po podrobném porovnání obou konceptů jsem volil druhý koncept s manipulátorem pro role, důvodů bylo hned několik např. nižší náklady, jednodušší montáž a další. Další prvky zařízení v kterých jsem prováděl porovnání byly rámy, u kterých jsem se rozhodoval mezi montovanými hliníkovými nebo svařované z ocelových profilů. V poslední řadě jsem porovnával různé způsoby pohonů.

V poslední části práce jsem provedl několik výpočtů, které mi pomohly při dimenzování komponentů pro dané aplikace. Jeden z hlavních výpočtů se týkal návrhu pohonu pro odvíjení a navíjení role. Při návrhu jsem nejdříve vypočítal potřebný výkon motoru a následně jsem přidal do sestavy kuželočelní převodovku. Dále jsem provedl návrh trapézového šroubu pro nasunovací a sesunovací jednotku. Na základě volby trapézového šroubu jsem volil potřebná servopohon. Obdobně jsem navrhoval pohonnou sestavu pro svislý posuv manipulátoru, který se skládá z kuličkového šroubu a servopohonu. Návrh kuličkového šroubu jsem vycházel z podkladů od firmy Hiwin. Pro vodorovný pohon manipulátoru jsem provedl výpočet pneumatického válce. U manipulátoru jsem na závěr udělal výpočet velikosti lineárního profilového vedení pro vodorovný i svislý pohyb.

K diplomové práci jsem přiložil hlavní sestavový výkres odvíjecího a navíjecího zařízení, výkresy tří hlavních uzlů zařízení a jeden výrobní výkres součásti. Pro některé použité komponenty v odvíjecím a navíjecím zařízení jsem přiložil katalogové listy.

6. Seznam použité literatury

1. Ruční odvíjecí jednotka. [Online] [Citace: 20. listopad 2015.] <http://www.manutan.cz/cs/mcz/balici-papir-v-rolu-sirka-750-mm>
2. SKV – Odvíječ k archovačce. [Online] [Citace: 20. listopad 2015.] http://www.skv-sro.cz/x_oarch1500.htm
3. SKV – Automatický navíječ ANBP-700. [Online] [Citace: 20. listopad 2015.] http://www.skv-sro.cz/x_anbp700.htm
4. SEKON – Kontaktní navíječ fólií K1500. [Online] [Citace: 20. listopad 2015.] <http://www.sekon.cz/navijeci-previjeci02.html>
5. Lineární vedení. [Online] [Citace: 20. listopad 2015.] <http://www.teatechnik.cz/linearni-vedeni/>
6. Hiwin - Lineární vedení. [Online] [Citace: 22. listopad 2015.] <http://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni>
7. Rexroth – Lineární vedení. [Online] [Citace: 22. listopad 2015.] <http://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/linear-motion-technology/profiled-rail-systems/ball-rail-systems/index>
8. Rexroth – Lineární vedení válečkové. [Online] [Citace: 22. listopad 2015.] <http://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/linear-motion-technology/profiled-rail-systems/roller-rail-systems/index>
9. SKF- Lineární vedení. [Online] [Citace: 22. listopad 2015.] <http://www.skf.com/cz/products/linear-motion/linear-guides-and-tables/profile-rail-guides/index.html>
10. Matis – Trapézové šrouby. [Online] [Citace: 22. listopad 2015.] <http://www.matis-shop.cz/matis-shop/eshop/2-1-STROJNI-SOUCASTI/53-2-TRAPEZOVE-SROUBY-A-MATICE>
11. Haberkorn – Trapézové šrouby. [Online] [Citace: 22. listopad 2015.] <http://www.haberkorn.cz/trapezove-srouby-a-matice/>
12. T.E.A. Technik – Trapézové šrouby. [Online] [Citace: 22. listopad 2015.] <http://www.teatechnik.cz/trapezove-srouby/>

13. Festo – Kompaktní válec řady ADN. [Online] [Citace: 22. listopad 2015.]
https://www.festo.com/cms/cs_cz/19168.htm
14. Festo – Válce s vedením řady DFM. [Online] [Citace: 25. listopad 2015.]
https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_CS/PDF/CZ/DFM_CZ.PDF
15. Festo – Válce s odměřováním [Online] [Citace: 25. listopad 2015.]
https://www.festo.com/cms/cs_cz/19882.htm
16. Festo – Přímočaré pohony a sáně. [Online] [Citace: 25. listopad 2015.]
https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_011101
17. Siemens – elektromotor. [Online] [Citace: 25. listopad 2015.]
<http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=ea0f46d792>
18. Bosch-Rexroth – pohony. [Online] [Citace: 25. listopad 2015.]
http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_dcc/documentation_downloads/ProductDocumentation/LegacyProducts/Motors/?oid=44770
19. Siemens – Kuželočelní převodovka. [Online] [Citace: 25. listopad 2015.]
<http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=2adfdb7818&ctxp=home>
20. Bosch-Rexroth – Mechanické převodovky. [Online] [Citace: 25. listopad 2015.]
<http://www.boschrexroth.com/dcc/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g97568,g96068&PageID=g101267>
21. Bosch-Rexroth – Mechanické převodovky. [Online] [Citace: 25. listopad 2015.]
<http://www.boschrexroth.com/dcc/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&Variant=internet&VHist=g97568,g96068,g101267&PageID=p147094>
22. Bosch-Rexroth – Mechanické převodovky. [Online] [Citace: 25. listopad 2015.]
<http://www.boschrexroth.com/dcc/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&Variant=internet&VHist=g97568,g96068,g101267&PageID=p148897>
23. Robex-DK – Pneumatické hřídele. [Online] [Citace: 5. prosinec 2015.]
<http://www.robex-dk.cz/index.php?category=14&subcategory=71&product=763>
24. Robex-DK – Zaklapávací ložiska. [Online] [Citace: 5. prosinec 2015.]
<http://www.robex-dk.cz/index.php?category=14&subcategory=71&product=975>

25. Haberkorn – Spojky Trasco ES. [Online] [Citace: 5. prosinec 2015.]
<http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-spojky.pdf/25/>
26. Matis – Kuličkové a trapézové šrouby. [Online] [Citace: 5. prosinec 2015.]
http://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/Katalog_pohybove_srouby/matis_katalog_kulickove_srouby.pdf
27. Mirelon – izolační materiál. [Online] [Citace: 2. leden 2016.]
<http://www.nonstopstavebniny.cz/13115-mirelon-izolace-3-mm-penova-podlozka-rezany-s-1m.html>
28. Hiwin – Kuličkové šrouby- válcované. [Online] [Citace: 5. prosinec 2015.]
http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/valcovane-srouby/53_jednoduchamatice-prirubova-dle-din-69051
36. **Vávra, P., kolektiv.** *Strojnické tabulky*. Praha : SCIENTIA, spol. s r.o. Praha, 1996. str. 578 s.

Internetové stránky

www.festo.cz

www.hiwin.cz

www.siemens.cz

www.matis.cz

www.sick.cz

www.haberkorn.cz

www.boschrexroth.com

www.balluff.cz

7. Seznam tabulek

TABULKA 1. NORMY	13
TABULKA 2. SPECIFIKACE ZAŘÍZENÍ.....	25
TABULKA 3. POROVNÁNÍ KONCEPTŮ PRACOVIŠTĚ	33
TABULKA 4. POROVNÁNÍ KONSTRUKCE PEVNÉHO ZÁKLADOVÉHO RÁMU	37
TABULKA 5. POROVNÁNÍ NÁVRHU POHONU POSUVNÉHO RÁMU	39
TABULKA 6. POROVNÁNÍ KONSTRUKCE SUPORTU	44
TABULKA 7. POROVNÁNÍ NÁVRHU VODOROVNÉHO POSUNU.....	46

8. Seznam obrázků

OBR. 1. PŮVODNÍ ZAŘÍZENÍ PRO NÁVIN	12
OBR. 2. MIRELON (27).....	14
OBR. 3. RUČNÍ ODVÍJECÍ JEDNOTKA (1)	15
OBR. 4. ODVÍJEČ K ARCHOVAČCE OARCH-1500 (2).....	15
OBR. 5. AUTOMATICKÝ NAVÍJEČ BALÍČÍHO PAPIŘU ANBP-700 (3)	16
OBR. 6. KONTAKTNÍ NAVÍJEČ FÓLIÍ K1500 (4).....	16
OBR. 7. KULIČKOVÉ VEDENÍ ŘADY WE (6) OBR. 8. KULIČKOVÉ VEDENÍ ŘADY HG (6)....	17
OBR. 9 .KULIČKOVÉ VEDENÍ TŘÍDY BSHP(7)	18
OBR. 10.VÁLEČKOVÉ VEDENÍ (8)	18
OBR. 11. TRAPÉZOVÉ ŠROUBY A MATICE (11)	19
OBR. 12. KULIČKOVÝ ŠROUB (28).....	20
OBR. 13. KOMPAKTNÍ VÁLEC FESTO ŘADY ADN (13)	21
OBR. 14. VÁLEC S VEDENÍM FESTO ŘADY DFM (14)	21
OBR. 15. ELEKTROMOTOR SIEMENS (17).....	22
OBR. 16. KUŽELOČELNÍ PŘEVODOVKA SIEMENS (19)	23
OBR. 17. PNEUMATICKÁ HŘÍDEL (23)	23
OBR. 18. PNEUMATICKÁ HŘÍDEL (24)	24
OBR. 19. SCHÉMA PRVNÍHO NÁVRHU PRACOVIŠTĚ	26
OBR. 20. NASUNOVACÍ JEDNOTKA	27
OBR. 21. ODVÍJECÍ A NAVÍJECÍ JEDNOTKA	28
OBR. 22. CELKOVÝ POHLED NA PRACOVIŠTĚ PRVNÍHO NÁVRHU	31
OBR. 23. SCHÉMA DRUHÉHO NÁVRHU PRACOVIŠTĚ.....	32
OBR. 24. CELKOVÝ POHLED NA KONEČNOU KONSTRUKCI ZAŘÍZENÍ.....	35
OBR. 25. CELKOVÝ POHLED NA NASUNOVACÍ A SESUNOVACÍ JEDNOTKU	36
OBR. 26. PEVNÝ ZÁKLADNÍ RÁM	36
OBR. 26. POSUVNÝ RÁM	38

OBR. 28. POHON POSUVNÉHO RÁMU	38
OBR. 29. POHON POSUVNÉHO RÁMU	40
OBR. 30. MĚŘENÍ PRŮMĚRU NÁVINU	41
OBR. 31. MANIPULÁTOR PRO ROLE OBR. 32. MANIPULÁTOR PRO ROLE - DETAIL	42
OBR. 33. HLAVNÍ RÁM MANIPULÁTORU	43
OBR. 34. POSUVNÝ SUPORT MANIPULÁTORU	44
OBR. 35. VODOROVNÝ POSUV SUPORTU	45
OBR. 36. SVISLÝ POSUV SUPORTU SERVOPOHONEM S KULIČKOVÝM ŠROUBEM	47
OBR. 37. POHON S PNEUMATICKOU HŘÍDELÍ	48
OBR. 38. PLNÍCÍ VZDUCHOVÁ JEDNOTKA	49
OBR. 39. PODPĚRNÁ STOJNA HŘÍDELE	50
OBR. 40. SVÍRACÍ MECHANISMUS HŘÍDELE	51
OBR. 41. SCHÉMA POHONNÉ SOUSTAVY PRO ODVÍJENÍ A NAVÍJENÍ	52
OBR. 42. SCHÉMA POHONNÉ SOUSTAVY PRO NÁSUVU	54
OBR. 43. TRAPÉZOVÝ ŠROUB(26)	55
OBR. 44. SCHÉMA NÁVRHU LINEÁRNÍHO VEDENÍ SVISLÉHO POSUVU	58
OBR. 45. SCHÉMA NÁVRHU LINEÁRNÍHO VEDENÍ SUPORTU	59
OBR. 46. SCHÉMA NÁVRHU VELIKOSTI VÁLCE PRO PŘESUV SUPORTU	60
OBR. 47. SCHÉMA NÁVRHU VELIKOSTI VÁLCE PRO PŘESUV SUPORTU	61
OBR. 48. KATALOGOVÝ LISTR KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ FIRMY HIWIN (28)	62

9. Seznam výkresové dokumentace

Odvíjecí a navíjecí zařízení	SOU185-DP-2016-00-000
Nasunovací a sesunovací jednotka	SOU185-DP-2016-10-000
Manipulátor pro role	SOU185-DP-2016-20-000
Podpěrná stojna hřídele	SOU185-DP-2016-30-000
Domek kuličkové matice	SOU185-DP-2016-20-020

10. Seznam příloh

- A. Katalogový list – pohon Siemens (1 stránka)
- B. Katalogový list – lineární kuličkové vedení Hiwin (1 stránky)
- C. Katalogový list – kuličkové šrouby Hiwin (1 stránka)
- D. Katalogový list – kuličkové šrouby Hiwin – příslušenství (2 stránka)

- E. Katalogový list – trapézové šrouby Matis (3 stránka)
- F. Katalogový list – Servopohon MSK Bosch-Rexroth (2 stránky)

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za odborné rady při práci na mé bakalářské práci.